

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY
INFORMATION REPORT

REPORT NO. [REDACTED]

CD NO.

COUNTRY Germany (Russian Zone)

DATE DISTR. 12 Dec. 1949

SUBJECT Design for Hydraulic Plant
for Use in Submarines

NO. OF PAGES 4

PLACE [REDACTED] 25X1A
ACQUIRED

NO. OF ENCLS. 1*
(LISTED BELOW)

DATE OF INFO. [REDACTED] 25X1A

25X1X

SUPPLEMENT TO
REPORT NO.

THIS DOCUMENT CONTAINS INFORMATION AFFECTING THE NATIONAL DEFENSE
OF THE UNITED STATES WITHIN THE MEANING OF THE ESPIONAGE ACT SO
U. S. C., 51 AND 52, AS AMENDED. ITS TRANSMISSION OR THE REVELATION
OF ITS CONTENTS IS ANY HANDED TO AN UNAUTHORIZED PERSON IS PRO-
HIBITED BY LAW. REPRODUCTION OF THIS FORM IS PROHIBITED.

* Documentary
THIS IS UNEVALUATED INFORMATION

SOURCE

Summary of the enclosed essay on Hydraulic plant for submarines
(German text see enclosure)

1. Early in 1947 the German ex-Marine-Oberbaurat (Naval Construc-
tor Commander, 3.N.) graduate engineer GEISTER, received orders
from the Construction Bureau of the MSP (Soviet Navy Depart-
ment), headquarters at the former Gema Plant, BERLIN-KOEPENIK
(N 53/Z 94), Wendenschlossstrasse 154/158, to draft a design
for a hydraulic plant to be installed in a medium-sized sub-
marine of approximately the same type as the previous type IX
(about 900 tons displacement).
2. This design was to be based on the latest naval warfare ex-
periences and was aimed at an auxiliary engine plant adapted
to the conditions probable in modern submarine warfare. The
following factors had to be taken into account:
 - a. The progress made in the field of anti-submarines by com-
mitment of the air force forced the submarines to remain under
water most of the time.
 - b. Owing to the improvement of detection devices for surface
vessels also, the underwater cruises and attacks as well as
subsequent "running-off" maneuvers of submarines were rendered
most difficult and dangerous.
 - c. The considerable increase in underwater speed as well as
underwater endurance of the submarines (as must generally be
assumed nowadays), mean an enormous improvement of their chan-
ces of successful attacks; in contrast, heavier strains and
increased noises will create new difficulties for the submarines
and tactical possibilities for anti-submarine operations.
3. For these reasons the ordered design had to consider both
the increased requirements of power as a result of the higher
underwater speeds and a maximum of suppression of noises during
underwater cruises.

25X1A

CLASSIFICATION SECRET/CONTROL - U.S. OFFICIALS ONLY

EXPLOITED BY IA

4. The electrical propelling plants, chiefly used up to now, were too noisy or too bulky and disturbing retardations were often experienced, which, for instance, proved very disadvantageous when having a look-round with the periscope and especially when using it for aiming.
5. The design is dealing with the following installations intended for hydraulic drive:
 - a. Rudders and diving planes
 - b. Raising and lowering mechanism of periscopes
 - c. Driving mechanism for bleeding valves of diving cells
 - d. Raising gear for radar mast
 - e. Raising gear for aerial
 - f. Raising gear for snorkel (breather tube)
 - g. Driving mechanism for caps of torpedo tubes.
6. The conditions demanded of the design were comparatively severe, e.g. raising and lowering the periscopes must be possible at a diving depth of 25 meters (82 feet) and at a speed of 15 knots. For this special details were specified concerning the watertightness of the outboard leading parts of the installation.
7. The pump chosen for the pressure oil is the "J10" Pump (a Swedish pattern) which was best suited for the high demands of the German Navy at the time.
8. As stand-by devices in cases of failure a pressure oil pump (manual), partly direct manual control are provided.

25X1A [REDACTED] Comment:

- a. The author of the design was a specialist in the field of German submarine construction as were his two assistants. The fact that the Soviets also realized the value of these men may be inferred from their deportation to the Soviet Union in 1948.
- b. The design is based on the latest installations in German submarines. Pressure oil drive was first only used with periscopes as it offered certain advantages when aiming under the prevailing restricted space conditions and in view of the small amount of retardation. Later the steering mechanisms were also fitted with hydraulic gear.
- c. (1) The elaborate design, however, goes far beyond the installations used in German submarines, taking into account modern warfare conditions and using the latest constructional ideas of the German experts.
- (2) Regarding the well-known applications, e.g. periscope handling, the Soviet demand goes farther than the German demands at the time, the latter reckoning with a maximum speed of 6 kn with periscope raised. The Soviet demand also entail a strengthening of the body and support of the periscope. It may be

SECRET-CONTROL/US OFFICIALS ONLY

SECRET/CONTROL - U.S. OFFICIALS ONLY

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY

-3-

doubted whether it will be possible to make use of the periscope when the boat is doing 15 knots as strong vibrations and oscillations of the periscope cannot be avoided. Perhaps the Soviets only made such demands with a view to obtaining a type of periscope which is up to the entirely new conditions of attacks, being as strong as possible and yet of smooth operation.

d. An essential part of the installation is the pressure oil, i.e. the hydraulic pump, which must be as simple and trouble-free as possible and of small dimensions and light weight but, above all, extremely quiet. The German Navy had found a first-class, though comparatively expensive solution of the problem, by adopting the pattern of the STOCKHOLM firm "JMO", which was built under license at the Germania-Werft at KIEL. As KIEL is outside the Soviet Zone (L 55/C 53) the Soviet Union will probably return to the original firm of STOCKHOLM (Sweden) in order to get the required complicated hydraulic pumps of the proven type.

e. It can hardly be doubted that, when placing their order for the design, the Soviets had in mind the conditions of entirely modern submarine attacking tactics as a basis for its elaboration. This may be inferred from the fact that the retractability of the forward diving planes cannot be dispensed with as shown by towing tank experiments. The opening and closing operations of the caps of the torpedo tubes immediately before and after the firing of the torpedo must also be hydraulically performed.

f. It must be observed that manual operation, which before was possible in certain installations in the previous types of boats, will be superseded by hydraulic operation. The following facts have obviously been taken into account:

(1) After surface attack the submarine must instantly dive and run off or

(2) She must dodge detection and pursuit by quick-diving when proceeding on the surface or using the snorkel at periscope depth.

In such cases it may be that the following installations must be served simultaneously:

(3) Forward and aft diving planes (retract forward diving plane if necessary)

(4) Rudders

(5) Both periscopes

(6) Bleeding valves of diving cells

(7) Retracting gear of radar

(8) Retracting gear of aerial

(9) Closing the caps of the torpedo tubes and lowering of snorkel according to circumstances.

If under such conditions the boat is forced to take up high speed instantly manual operation would not any longer stand

SECRET-CONTROL/ S OFFICIALS ONLY

SECRET/CONTROL - U.S. OFFICIALS ONLY

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY

-4-

that stress. The scantlings of the hydraulic plant of this design are strong enough to stand such stresses.

10 Annexes: 1. Essay on "Hydraulic Plant for Submarines"

2. Constructional Drawings

- a. Parts list for diagrammatic representation of complete plant
- b. Diagrammatic representation of complete plant
- c. Hydraulic drive for periscopes (preliminary design)
- d. thru g. Hydraulic drive for periscopes (definite design)
- h. Hydraulic drive for caps of torpedo tubes
- i. Pressure-worked overflow valve
- k. Hand pump for hydraulic system
- l. Quick pressure releasing valve with hydraulic drive
- m. Retracting gear for the two forward driving planes (depth rudders).

SECRET-CONTROL/US OFFICIALS ONLY

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY
INFORMATION REPORT

REPORT NO. [REDACTED]

CD NO.

COUNTRY Germany(Russian Zone)

DATE DISTR. 3 April 1950

SUBJECT Design for Hydraulic Plant for Use In
Submarines

NO. OF PAGES

PLACE ACQUIRED [REDACTED] 25X1A

NO. OF ENCLS.
(LISTED BELOW) 1* (160 pages)

DATE ACQUIRED [REDACTED] 25X1X

SUPPLEMENT TO
REPORT NO.

mat
1. Attached is a photostated copy of a project entitled "Hydraulic
Plant for Submarines", of which a summary was previously forwarded
to you [REDACTED]

25X1A
2. This document is sent to you for retention in the belief that it
may be of interest to you.

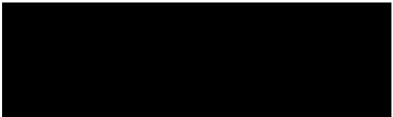
APR 7 10 48 A
OSI/W

25X1A

P r o j e k t

Hydraulische Anlage für Unterseeboote

ILLEGIB



von

Dipl.-Ing. G e i s t e r

Mitarbeiter: Ingenieure Roeder und Meienreis

Seiten

Zeichnungen

termin: 30.4.47

abgeliefert: 30.4.47

A u f g a b e

Zum technischen Projekt eines hydraulischen Systems

- 1.) Das Projekt ist für Boote mittlerer Wasserverdrängung auszu-
arbeiten, unter Orientierung auf die Leistung der Hilfsmas-
chinen der auszuführenden Boote.
- 2.) Das Hydraulische System soll folgende Hilfsmaschinen der
Booteinrichtung bedienen:
 - a) senkrechte und waagerechte Ruder (zusammenlegbare Bugruder
mit gleichfalls hydraul. Antrieb zum Zusammenlegen.
 - b) Zwei Ausfahrgerüste für Periskope.
 - c) vier Antriebe für Entlüftungsventile der Tauchzellen
und -bunker.
 - d) ein Ausfahrgerüst für den Mast der Radareinrichtung.
 - e) ein Ausfahrgerüst für die ausfahrbare Antenne.
 - f) ein Ausfahrgerüst für die "Schnorchel"-Einrichtung.
 - g) Antriebe zum Öffnen der Deckel der vier Torpedo-Apparate.
- 3.) Das vorliegende technische Projekt soll folgende Unterlagen
umfassen:
 - a) Ausführliches Grundschema des hydraul. Systems mit er-
schöpfender Darstellung der Art der Einschaltung in das
System für die Pumpen, Speisungsbehälter, Akkumulatoren,
Arbeitsmaschinen und übrigen Aggregate mit allen Vor-
richtungen zur Steuerung und Regulierung für die Arbeit
der Anlage.

Für die Ruderleitungen ist ein besonderes kinematisches
Schema auszuarbeiten, mit Erklärung der Einschaltung
der Arbeitsmaschinen in das hydraul. System und ihres Zu-
sammenhangs mit dem Steuerstand.

Auf allen Rohrleitungen des Systems, den Hauptleitungen
sowohl wie auch den verschiedenen Nebenleitungen, müssen
die Ausmasse der Innendurchmesser, wie auch der Arbeits- und
Prüfungsdruck angegeben sein.

Pumpen und Begründung der festgelegten Leistungsreserven.
Berechnung der hydraul. Widerstände in den Rohrleitungen und
Wahl der Innendurchmesser der Rohre. Berechnung der Ruderan-
triebe nach kinematischem Schema.

c) Erklärungen zum Projekt.

für die Sechrohantriebe liegt folgende spezielle Aufgabenstellung zugrunde:

- 1.) Die Winden sind zum Aus- und Einfahren der Sechrohre im Gewicht von 500 – 650 kg bestimmt.
- 2.) Die Tauchtiefe des U-Bootes, in welcher das Aus- und Einfahren des Sechrohres stattfindet, soll 25 m betragen.
- 3.) Die Unterwassergeschwindigkeit des U-Bootes beim Aus- und Einfahren des Sechrohres in der oben erwähnten Tauchtiefe soll 15 kn betragen.
- 4.) Der Höchstdruck des Drucköles an der hydraulischen Winde soll 100 kg/cm² betragen.
- 5.) Die Arbeitersflüssigkeit soll ein Mineralöl sein.

Anmerkung: Der Projektbearbeiter muss eine Oelsorte nennen, die sich für die Winden am besten eignet, unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen (Temperaturschwankungen und entsprechende Schwankungen der Zähigkeit des Oeles).

- 6.) Ausfahrhöhe des Sechrohres ist 4,5 m.
- 7.) Ausfahrgeschwindigkeit des Sechrohres – ca. 0,25 m/sec.
- 8.) Einfahrgeschwindigkeit soll nicht geringer sein als die Ausfahrgeschwindigkeit.
- 9.) Es müssen Entwürfe für 2 Winden ausgearbeitet werden – einer für Sechrohre im Gewicht von 550 kg und der andere für Sechrohre im Gewicht von 650 kg.
- 10.) Die hydraulischen Winden müssen folgenden Hauptanforderungen entsprechen:
 - a) einfache und zuverlässige Arbeitsweise,
 - b) geruschloses Arbeiten
 - c) möglichst kleine Abmessungen und geringes Gewicht.

11.) In der Ausarbeitung des technischen Entwurfes müssen Messer den 7 Approvals for Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6
den 7 Approvals for Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6
richtungen für das Inbetriebsetzen und das Abstoppen für die
Begrenzung des Seilrohrhubes in den Endlagen usw. mit einbe-
griffen sein.

12.) In den vorzulegenden technischen Entwürfen müssen folgende
Unterlagen enthalten sein.

- a) Das Schema der Winde und der Schaltung der hydraul. Anlage,
- b) Zusammenstellungs-Zeichnungen der Haupteinzelteile der
Winden einschliesslich der Steuerungsorgane,
- c) Berechnungen nach kinematischem Schema, Leistungs- und
Festigkeitsberechnung.

13.) Erläuterung der Anlage.

Anmerkung: Besonders wichtig ist die Darlegung der Fragen über
die Abdichtung der beweglichen Haupteinzelteile der
Winden. Es müssen die Konstruktionen dargestellt werden
der Stopfbuchsenpackung, der Kolbenabdichtungen, der
Plunger und anderer Einzelteile unter Angabe ihrer
Werkstoffe.

Ferner sind erforderlich die Daten für Reibungswider-
stände dieser Teile im Zusammenhang mit dem Flüssig-
keitsdruck.

für die Druckölhandpumpe liegt folgende spezielle Aufgabenstellung
zugrunde:

1.) Die Pumpe ist bestimmt für

- a) das Durchpumpen des hydraulischen Systems vor dem Anlassen,
bei verschiedenen Ueberprüfungen des Systems usw.
- b) Das Ingangsetzen verschiedener Hydroantriebe beim Ausfallen
der Elektro-Pumpen des hydraul. Systems.

2.) Die Pumpe soll selbstansaugend sein, die Ansaughöhe nicht
unter 5 m liegen.

3.) Der von der Pumpe erzeugte Höchstdruck bis 100 kg/cm² bei einer
Wirkkraft am Hebel von 25 kg.

4.) Zur Erreichung einer grösstmöglichen Leistungsfähigkeit der
Pumpe, zu deren Bestimmung eine Mannesarbeit dient, ist ein
grösserer Wirkungsgrad der Pumpe anzustreben.

5.) Die Pumpe soll folgende Hauptforderungen erfüllen:

- a) Einfachheit und Sicherheit in der Arbeit,
- b) geräuschloses Arbeiten,
- c) möglichst geringer Raumbedarf und geringes Gewicht.

6.) Die Darlegungen zum Projekt sollen folgende Unterlagen umfassen:

- a) Zeichnungen der Gesamtanlage der Pumpe, die eine erschöpfende Darstellung ihrer Konstruktion, der Ausmaße der Hauptteile und des Zusammenwirkens aller Teile bei der Arbeit geben.
In den Zeichnungen sollen die Anschlussmaße und die Gewichtsangaben enthalten sein.
- b) Berechnungen der Leistung, der Leistungsfähigkeit und Festigkeit.
- c) Erklärungen zum Projekt.

Kurze Inhaltsangabe

- - - - -

Im ersten Teil ist die Druckölanlage in großen Zügen berechnet. Es sind dabei die Verhältnisse angenommen, wie sie auf deutschen U-Booten mittlerer Größe vorlagen. Diese Berechnung sollte uns zuerst einen Überblick über die Größen der einzelnen Antriebe und ihres Ölverbrauchs geben.

Im zweiten Teil sind dann der Aufgabe gemäß die wichtigsten Antriebe eingehender berechnet. So haben insbesondere der Ruder- und der Schrohrantrieb eine wesentliche Erweiterung erfahren, ferner wird die Handpumpe bearbeitet. Beiden Teilen gemeinsam lagen zugrunde die letzten Seekriegserfahrungen, nach denen die U-Boote infolge der intensiven Überwachung weiter Seeräume durch See- und Luftstreitkräfte gezwungen sind, nur noch unter Wasser zu operieren. Die Anlage ist daher auf äußerste Gerngschamut zugeschnitten.

Teil I

ILLEGIB

vorläufige Bestimmung der Anlage aufgrund der Verhältnisse auf deutschen U-Booten.

Seite:

A. Einleitung.	1
B. Auswahl der Pumpen und Motoren und des Zubehörs	3
1) Pumpen	3
2) Druckölmotoren	4
3) Steuerorgane	5
4) Handantriebe	6
C. Berechnung der Druckanlage.	7
1) Die Antriebe und deren Ölverbräuche	7
a) 1. Seitenruder.	7
2. Tiefenruder.	7
3. Ein- und Ausschwenkvorrichtung für Bugtiefenruder	18
b) Schrohrwinden.	10
c) Antriebe für Reglertankventile	11
d) Winde für Funkpeiler	12
e) Winde für Stabantenne.	13
f) Antrieb für Kippschnorchel	14
g) Antrieb der Deckel für Torpedoaussstoßrohre	16
2) Ermittlung der Pumpleistung	18
3) Überschnägliche Berechnung des Ölbedarfs der Anlage	24
D. Beschreibung der Einzelanlagen	29
1) Schema der Druckanlage.	29
2) Ruderantriebe	34
a) Vorderes Tiefenruder	34
b) Hinteres "	36
c) Seitenruder	37

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6

3) Schrohre	38
4) Reglertankventile.	42
5) Funkpeiler	42
6) Antenne	43
7) Schnorchel	43
8) Torpedo-Ausstoßrohre	44

T e i l I I

Endgültige Bestimmung der Anlage aufgrund der Aufgabe.	46
A. Angaben über Oeldruck und Oelsorte	46
1.) Bestimmung des günstigsten Oeldruckes.	46
2.) Angaben über die günstigste Oelsorte	51
B. Berechnung der Druckölanlage	52
1.) Die Antriebe und deren Ölverbräuche	52
a) Ruderantriebe.	52
b) Berechnung der Schrohrwinden	71
c) 4 Antriebe für Entlüftungsventile	111
d) Funkpeiler (Radar)	114
e) Ausfahreinrichtung für Stabantenne.	115
f) Antrieb für Kippschnorchel	115
g) Antrieb der Deckel für 4 Torpedoansstoßrohre	115
2.) Ermittlung der Pumpenleistung	115
3.) Ueberschlägliche Berechnung des Ölbedarfs.	121
der Anlage	
4.) Berechnung der Handpumpe	125
C. Angaben über die Ausführung der Anlage	130

Seite:

D.) Beschreibung der Einzelanlagen	139
1) Schema der Druckölanlage	139
2) Ruderantriebe	139
3) Schraube	139
4) Entlüftungsventile	140
5) Radargerät	140
6) Stabantenne	140
7) Kippschnorchel	141
8) Torpedorohre	141
9) Handpumpe	141

T e i l I

A. Einleitung :

Eine besonders wichtige Forderung für den Betrieb der U-Boote ist die Geräuschlosigkeit aller bei Schleichfahrt laufenden Maschinen. Der früher allgemein angeordnete elektrische Antrieb hat dieser Forderung zunächst nicht genügt. Um Elektromotoren geräuschlos zu gestalten, können in der Hauptsache folgende Maßnahmen ergriffen werden:

1. Verringerung der Drehzahl.

Hierdurch werden jedoch die Abmessungen stark vergrößert.

2. Verwendung von Gleitlagern anstelle von Rollenlagern. Die

Folge ist ebenfalls eine Vergrößerung der Abmessungen.

Bei der deutschen U-Bootwaffe wurde der Druckölantrieb zuerst bei der Sehrohranlage verwendet. Hier gab den Ausschlag zu Gunsten des Druckölantriebes auch die Forderung, wegen der äusserst ungünstigen Raumverhältnisse einen möglichst klein bauenden Motor für den Antrieb zum Drehen des Standsehrohres zu erhalten. Der Druckölmotor, in Gestalt des Spindelmotors der Firma Imo-Stockholm, wurde als der geeignetste erkannt, da er bei kleinsten Abmessungen, trotz hoher Drehzahl (1500/Min) praktisch geräuschlos arbeitete. Ein weiterer Grund, der damals ^{für} die Druckölanlage sprach, war die Möglichkeit, den Nachlauf der Sehrohrbewegung beim Stoppen beim Druckölantrieb sehr klein zu halten, was beim Zielen zum Torpedo-

schuss mit dem Rohr ausserst wichtig war. Der elektrische Antrieb ergab einen zu grossen Nachlauf.

Diese Gründe waren schwerwiegend genug, um allein für den Antrieb der Rohrre Drucköl auf U-Booten einzuführen, obwohl durch die Druckölpumpenanlage insgesamt mehr Raum und Gewicht an anderer Stelle benötigt wurde als bei rein elektrischem Antrieb.

Auf späteren Booten wurde ausser den Rohrren auch die Ruderanlage durch Drucköl betrieben, so daß der spezifische Aufwand der Pumpenanlage geringer wurde.

Insgesamt hat sich der Druckölantrieb auf den deutschen U-Booten sehr gut bewährt und ist zu einem der wichtigsten Glieder des geräuschlosen U-Booten geworden.

B. Auswahl der Pumpen und Motoren und des Zubehörs **CONFIDENTIAL ONLY**

1) Pumpen

Für die Erzeugung von Drucköl können für vorliegenden Zweck Kolbenpumpen verwendet werden, und zwar in den Bauarten

- a) Normal,
- b) Lauf-Thoma (Umlaufkolben),
- c) VSG (englisch) (Tauselscheibe).

Zu a) Die normale Kolbenpumpe ergibt grosse Abmessungen und Gewichte bei der für geräuscharmen Betrieb erforderlichen niedrigen Drehzahl. Das ist im U-Boot unerwünscht.

Zu b) u. c) Beide Bauarten können geräuscharm arbeiten, der Aufbau ist jedoch sehr kompliziert und erfordert viele Einzelteile; die Störanfälligkeit ist deshalb grösser. Die Bauarten sind auf englischen U-Booten verwendet worden.

Die deutsche Marine hat sich für die Imo-Pumpen (schwedisches-Fabrikat) entschieden, die auf der Germania-Werft, Kiel, in Lizenz gebaut wurden. Sie haben nach den deutschen Erfahrungen folgende Vorteile gegenüber den übrigen Bauarten:

- a) Grosse Geräuschlosigkeit
- b) Geringe Abmessungen und Gewicht, da hohe Drehzahl ohne unzulässige Geräusche möglich.

Die Herstellungskosten sind verhältnismässig hoch, da genaueste Bearbeitung der Spindeln erforderlich ist.

In vorliegendem Entwurf wird die Bauart "Imo" für die Pumpen vorgesehen.

2) Als Druckfilmotoren können dieselben oben unter "Pumpen" erwähnten Bauarten verwendet werden. Hier gelten die gleichen Gesichtspunkte wie unter 1) aufgeführt. Zweckmässig wählt man diejenige Motor-Bauart, die der zu erzeugenden Bewegung entspricht, z.B. bei hin- und hergehender Bewegung den Kolben, bei Drehbewegung den Umlauf-Kolben oder Imo-Motor. Bei letzteren ist zu berücksichtigen daß hier meist ein Schneckentrieb als Untersetzungsgetriebe einzuschalten ist, so dass der Gesamtwirkungsgrad des Antriebes verringert wird. Auf den deutschen U-Booten ist zunächst der Imo-Motor für den Rohr-Antrieb verwendet worden, indem er den früher üblichen Z-Motor ersetzte. Ihm nachgeschaltet war ein Schneckentrieb und ein Stirnradpaar, wodurch der Wirkungsgrad und damit der Ölverbrauch verschlechtert wurde. Man hat später den Kolbenantrieb hierfür verwendet, wobei allerdings der Kolbenhub durch einen Mehrfach-Flaschenzug vergrößert werden musste, und zwar von etwa 1,25 m auf etwa 5 m. Die hierbei auftretenden Verluste durch die Rollen liegen meist niedriger als beim Schneckentrieb, so daß der Ölverbrauch geringer ist. Derartige Kolbenantriebe sind auch von anderen Marinen verwendet worden, so in Rumänien und Italien.

Vor-

Im vorliegenden Entwurf wird entsprechend Obigem vorgesehen:

Für die Ruder:	Kolbenantrieb
" " Rohrre:	" mit 5-fachem Flaschenzug
Reglertankventile:	"
Funkpeiler:	"
ausfahrbare Antenne:	"
Schnorchel:	"
Torpedo-Ausstoßrohre:	"

3) Steuerorgane: (siehe auch Zeichnung Blatt 4)

Als Organ für die Steuerung des Arbeitsöles haben sich zylindrische Schieber, die in einer Böhse eingeschliffen sind, am besten bewährt. Man unterscheidet direkte und indirekte Steuerung.

a) Direkte Steuerung

Die Hand-Verstellkraft wirkt direkt auf den Oel-Steuerschieber, der das Arbeitsöl in den gewünschten ~~Kanal~~ ^{Kanal} und damit auf diejenige Seite des Kolbens strömen lässt, auf die der Druck wirken soll. Bei dieser Steuerung ist Feineinstellung ohne weiteres möglich. Durch geringe Schieberverstellung wird weniger Öl, durch grössere Schieberverstellung mehr Öl auf die Druckseite des Kolbens geleitet und damit langsame oder schnelle Bewegung eingeleitet.

b) Indirekte Steuerung

Hier wird durch Handverstellung eines Steuerölschiebers Steueröl auf den eigentlichen Arbeitsölschieber geleitet; hierdurch wird dieser verstellt, so dass er das Arbeitsöl in den gewünschten Kanal leitet. Eine Feineinstellung der Geschwindigkeiten ist hier nicht so leicht möglich wie bei der direkten Steuerung.

Die direkte Steuerung wird überall da angewendet, wo keine Fernsteuerung nötig ist, die indirekte bei Fernsteuerung. Bei vorliegendem Entwurf ist daher vorgesehen:

direkte Steuerung: bei den Schrohren,

bei den Reglertankventilen,

beim Funkpeiler,

bei der Antenne,

beim Schnorchel,
bei den Torpedorohren,

Indirekte Steuerung:

bei den Haupt- und Tiefenrudern.

4.) Handantriebe

Wichtig ist die Frage der Hand-Reserve-Antriebe. Im Kriegsschiffbau ist es von jeher Grundsatz, für jeden Antrieb einen zweiten als Reserve-Antrieb vorzusehen. Dieser Reserveantrieb soll möglichst von einer anderen Kraftquelle betrieben werden. Im vorliegenden Falle der Druckölanlage müsste also als Reserve-Antrieb ein mechanischer Handantrieb vorhanden sein. Dies erfordert jedoch, insbesondere bei Kolbenantrieben, mitunter grossen Aufwand, so dass es zweckmässig ist, nur lebenswichtige Antriebe mit einer Reserve-Handantriebseinrichtung auszurüsten. Dies sind:

das Seitenruder,

• hintere Tiefenruder.

Da keine besonderen Schwierigkeiten vorlagen, ist darüber hinaus auch der Kolbenantrieb der Reglertank-Ventile mit einer einfachen Handspindel versehen worden. Alle übrigen Antriebe müssen bei Ausfall der elektrischen Druckölförderung durch die in der Nähe der Pumpen untergebrachte Drucköl-Handpumpe mit Arbeitsöl-versorgt werden. Dies wird, entsprechend der geringeren zur Verfügung stehenden Kraft (Handkraft), längere Zeit beanspruchen, was aber, da nur Notmassnahme, in Kauf genommen werden muss. Hierbei ist es dann notwendig, jeweils nur einen Antrieb einzuschalten, damit diesem das gesamte erzeugte Drucköl zur Verfügung steht.

C. Berechnung der Druckölanlage. (vorläufig; Grundlage: deutsche U-11.) Die Antriebe und deren Ölverbräuche.

te)

Insgesamt werden hydraulisch betätigt:

- a) Seiten- und Tiefenruder, davon die Bugtiefenruder hydr. ausklappbar
- b) 2 Schrohrwinden je 500kg
- c) 4 Antriebe für Reglertankventile
- d) 1 Winde für Funkpeiler 100 kg
- e) 1 " " Stabantenne 200 kg
- f) 1 Antrieb für Kippschnorchel
- g) Antrieb der Deckel für 4 Torpedoausstößrohre

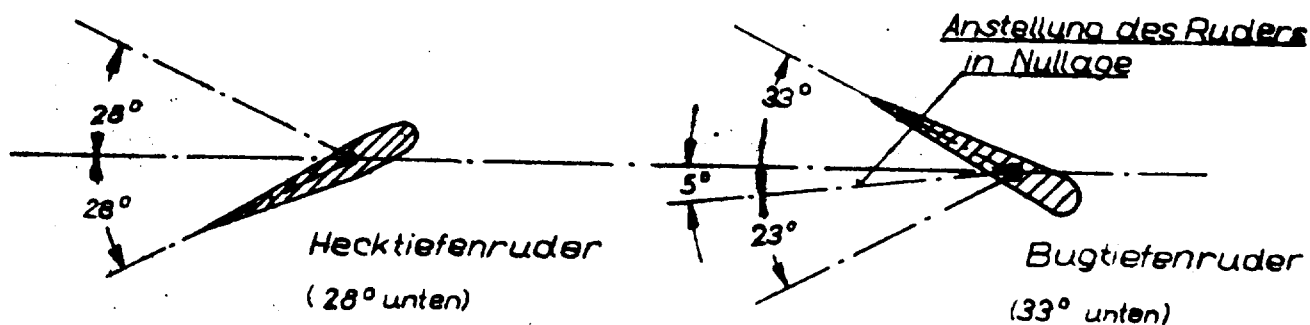
Im folgenden werden die notwendigen Antriebskräfte und die sich daraus ergebenden Kolbenabmessungen berechnet.

a) 1. Seitenruder.

Die seemännische Bedingung für den Leistungsbedarf des Seitenruders ist die Forderung, das Ruder von Hart zu Hart in 28 sec legen zu können. In der Ruderanlage des deutschen U-Boots-Typs IX C (rd. 900 t, Überwassergeschwindigkeit etwa 18,5 kn), welches der Rechnung zu Grunde liegt, ist das maximale Drehmoment am Ritzel des Rudermotors zu $M_{mo} = 80 \text{ mkg}$ bei $n_{mo} = 67 \text{ U/Min}$ angegeben.

2. Tiefenruder

Seemännische Forderung: Von Hartlage zu Hartlage 23 sec.



Maximales Drehmoment am Ritzel des Rudermotors $M_{mo} = 40,2 \text{ mkg}$ bei $n_{mo} = 85,6 \text{ U/Min}$, für Geschw. 25,0 kn.

$$\text{Maximale Leistung danach } N_1 = \frac{M_{mo} \cdot n_{mo}}{716} = \frac{80 \cdot 67}{716} = 7,5 \text{ PS,}$$

$$N_2 = \frac{40,2 \cdot 85,6}{716} = 4,8 \text{ PS}$$

Ruderausschlag von Hart zu Hart $= 60^\circ \text{ Grad in } 28 \text{ sec.}$

$$1 \text{ Umdr.} = 360 \text{ Grad} = 6,28 = 168 \text{ sec,}$$

$$n_s = \frac{60}{168} = 0,357 \text{ U/Min}$$

$$F_{ds} = \frac{F_{mo} \cdot n_{mo}}{n_s} = \frac{80 \cdot 67}{0,357} = 15 \ 000 \text{ mkg}$$

Der Öldruck ist bei frisch aufgefülltem Druckbehälter 100 kg/cm^2 und sinkt im Betrieb auf 50 kg/cm^2 ab. Dann spricht die Druckpumpe an und füllt den Behälter auf 100 kg/cm^2 Öldruck auf. Es kann daher nur mit dem ungünstigsten Fall gerechnet werden ($p = 50 \text{ kg/cm}^2$).

Im folgenden ist eine Tabelle aufgestellt, in der obenfläche und Hub in Abhängigkeit vom Nebelarm berechnet sind.

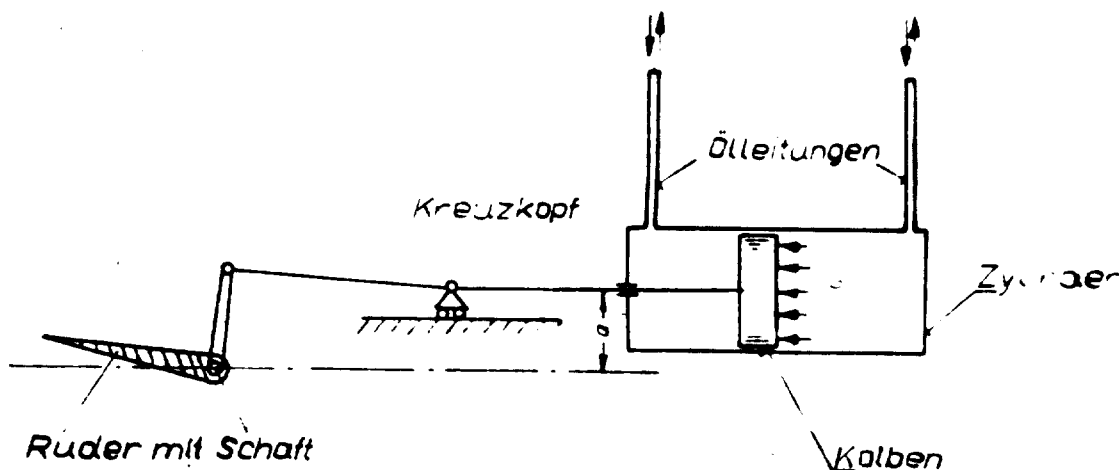


Tabelle 1

a(m)	P(kg)	P(cm ²)	d(cm)	Hub s(cm)	s:d
0,8	18 750	375	21,9	80	3,65
0,7	21 400	428	23,4	70	3,0
0,6	25 000	500	25,2	60	2,38
0,5	30 000	600	27,6	50	1,81
0,4	37 500	750	30,9	40	1,3
0,3	50 000	1 000	35,7	30	0,84
0,45	33 330	667	29,2	45	1,54

Ausgeführt: a = 450 mm , d = 300 mm (s. Tabelle 3 S. 19)

Geschwindigkeit des Drucköls in der Rohrleitung = 3,0 m/sec

$$N_1 = 7,5 \text{ PS}, \quad N = \frac{p \cdot c_r}{75} \quad (\text{PS})$$

$$F_r = \frac{75 \cdot N_1}{p \cdot c_r} = \frac{75 \cdot 7,5}{50 \cdot 3,0} = 3,74 \text{ cm}^2; \quad d_r = 22 \text{ mm}$$

Darin bedeuten: F_r = Rohrquerschnitt (cm^2)

N_1 = Grösste Ruderleistung (PS)

p = Öldruck = 50 at

c_r = mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Öles in den Ölleitungen bei 50 at Öldruck und max. Ruderleistung

d_r = lichte Weite der Ölleitung.

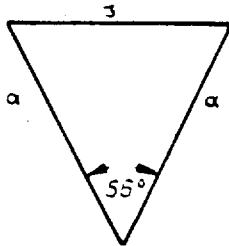
Zu 2.) Bei 85,6 U/Min ist $M_{mo} = 40,2 \text{ mkg}$

Ruderausschlag von Hart zu Hart = 56 Grad in 23 sec

$$1 \text{ Umdr.} = 360 \text{ Grad} = \frac{360}{56} \cdot 23 = 148 \text{ sec}$$

$$n_s = \frac{60}{148} = 0,406 \text{ U/Min}$$

$$M_{ds} = \frac{M_{mo} \cdot n_{mo}}{n_s} = \frac{40,2 \cdot 85,6}{0,406} = 8500 \text{ mkg}$$



$$s = 2 a \cdot \sin 28 \text{ Grad} = 0,94 \cdot a$$

$$F_r = \frac{75 \cdot 4,8}{50 \cdot 3,0} = 2,40 \text{ cm}^2; \quad d_r = 18 \text{ mm}$$

a3) Ausschwenkvorrichtung für Bugtiefenruder siehe Seite 15

Tabelle 2

a(m)	P (kg)	F (cm^2)	d (cm)	s (cm)	s : d
0,8	10 640	213	16,5	75	4,55
0,7	12 180	244	17,6	66	3,75
0,6	14 200	284	19,0	56	2,94
0,5	17 000	340	20,8	47	2,26
0,45	18 300	378	21,9	43	1,94
0,4	21 300	426	23,5	38	1,62
0,3	28 400	588	27,4	28	1,03

b) 2 Sechrohrwinden

Hub des Sechrohres $h = 6,5 \text{ m}$ Gewicht des " $G = 500 \text{ kg}$ Hubgeschwindigkeit $v = 0,35 \text{ m/sec}$ Hubbeschleunigung $b = 0,50 \text{ m/sec}^2$ Durchmesser $D = 180 \text{ mm}$

Die Kraft zum Ausfahren des Sechrohres setzt sich zusammen aus:

Gewicht G Wasserdruck auf Sechrohr $= \frac{\pi \cdot D^2}{4} p_s$ Stopfbuchsenreibung $= \pi \cdot D \cdot a \cdot p_s \cdot \mu$ Trägheitskraft $= R = b \cdot G/g$ Übertragungsverlust ($\eta_m = 0,82$ bei 5facher Übersetzung) $G = 500 \text{ kg}$

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_s = \frac{\pi \cdot 18^2}{4} \cdot 0,8 = 203 \text{ kg}$$

$$\pi \cdot D \cdot a \cdot p_s \cdot \mu = \pi \cdot 18 \cdot 0,8 \cdot 0,12 = 41 \text{ kg}$$

$$R = 0,5 \cdot 500 / 9,81 = 25 \text{ kg}$$

$$P = (G + \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_s + \pi \cdot D \cdot a \cdot p_s \cdot \mu + m \cdot b) : \eta_m$$

Darin bedeuten a —Höhe der Anlagefläche der Verbund-Manschette p_s —Wasserdruck in Sechrohrtiefe $= 0,8 \text{ atm}$ μ — Reibungsbeiwert der Stopfbuchsenpackung $= 0,12$ η_m — Wirkungsgrad der Kraftübertragung $0,82$.In η_m sind Seilreibung, Kolbenreibung und Lagerreibung der Seilrolle enthalten.

$$P = (500 + 203 + 41 + 25) : 0,82 = 769 : 0,82 = 938 \text{ kg.}$$

Die Leistung beim Heben ist $P \cdot v / 75 = 938 \cdot 0,35 / 75 = 4,38 \text{ PS}$ Ausfahrzeit ist $t_a = h/v = 6,5 / 0,35 = 18,6 \text{ sec.}$

Die Arbeit zum Ausfahren des Sechrohres ist

$$A = P \cdot h = 938 \cdot 6,5 = 6100 \text{ mkg}$$

Notwendige Kolbenkraft = 4 690 kg

" Kolbenfläche = $\frac{4 \cdot 690}{50} = 93,8 \text{ cm}^2$

Ausgeführt: Kolben d = 110 mm

Kolbenschaft: 90 mm

Im regulären Betrieb genügt das Eigengewicht des Seihrohres zum Einfahren desselben. Um aber auch beim Klemmen in der Stopfbuchse mit Sicherheit ein Einfahren zu gewährleisten, wird das Seihrohr auch hydraulisch niedergeholt.

Ölleitungsquerschnitt $\hat{=} d = 18 \text{ mm}$, $F = 2,54 \text{ cm}^2$

Geschwindigkeit $c = \frac{75 \cdot 4,41}{50 \cdot 2,54} = 2,60 \text{ m/sec}$

c) 4 Antriebe für Reglertankventile

Ventilteller d = 200 mm

Ventilhub h = 40 mm

Strömungsquerschnitt $F = \pi \cdot d \cdot h = \pi \cdot 20 \cdot 4 = 250 \text{ cm}^2$

Die theoretische Wassereintrittsgeschwindigkeit ist

$$v_0 = \sqrt{2g \cdot H}$$

Bei 15 m Tauchtiefe ist H ca. 20 m, da die Ventile im Schiffsboden liegen, und somit wird $v_0 = \sqrt{2g \cdot 20} = 19,8 \text{ m/sec}$. Die theoretische Durchflußmenge ergibt sich dann zu $Q_0 = F \cdot v_0$

$$Q_0 = 0,025 \cdot 19,8 = 0,5 \text{ m}^3/\text{sec}$$

Bei 4 Reglertankventilen ist also die sekundliche Durchflußmenge theoretisch 2 cbm/sec, praktisch ist sie kleiner, jedoch für den Bedarf voll ausreichend. Das Ventil braucht nur zum täglichen Trimmversuch bei höchstens 60 m Wassertiefe gegen den Wasserdruck geöffnet werden zu können.

$$P = p_w \cdot F_t + W_s + S$$

p_w = Wasserdruck in 60 m Wassertiefe = 6 kg/cm^2

F_t = Vent

W_s = Reibung in Stopfbuchse und Lager (kg)

S = Federschließdruck (kg)

$$W_s = (\pi \cdot d \cdot \mu p) \cdot 1,2 = \pi \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 34 \cdot 1,2 = 25,6 \text{ kg}$$

Der Federschließdruck muß die Reibung der Stopfbuchse überwinden und einen sicheren Schluß des Ventils auch im aufgetauchten Zustand gewährleisten. Der Sitz wird von einem 6 mm breiten Gummiring gebildet. Die Sitzfläche ist dann

$$F_s = \pi \cdot s \cdot d_m = \pi \cdot 0,6 \cdot 19,4 = 36,6 \text{ cm}^2$$

Der Anpreßdruck wird zu $p = 1,2 \text{ kg/cm}^2$ gewählt. Dann ergibt sich die Federschließkraft zu

$$S = W_s + p \cdot F_s = 25,6 + 1,2 \cdot 36,6 = 69,5 \text{ kg}$$

Somit berechnet sich die Kraft zum Öffnen des Ventils zu

$$P = 6 \cdot 314 + 25,6 + 69,5 = 1\,977 \text{ kg}$$

Bei der gewählten Übersetzung von 1:1 ergibt sich der notwendige Kolbenquerschnitt zu $39,5 \text{ cm}^2$ entsprechend einem Kolben- $\phi = 71 \text{ mm}$. Ausgeführt: $d = 70 \text{ mm}$. Der Kolbenhub ist $h = 40 \text{ mm}$. Die Öffnungszeit wird zu 2 sec angenommen. Die Hubgeschwindigkeit ist dann $v = 0,02 \text{ m/sec}$.

$$\text{Leistung} = \frac{p \cdot v}{75} = \frac{1\,977 \cdot 0,02}{75} = 0,53 \text{ PS}$$

$$\text{Leistung aller 4 Antriebe} = 2,12 \text{ PS}$$

$$\text{Arbeit je Antrieb} = P \cdot h = 1\,977 \cdot 0,04 = 79 \text{ mkg}$$

$$\text{Ölleitungsquerschnitt} = F = \frac{N \cdot \eta}{p \cdot c} = \frac{0,53 \cdot 75}{50 \cdot 3} = 0,265 \text{ cm}^2$$

$$\text{Lichte Weite } d = 6 \text{ mm}$$

d) 1 Winde für Funkpeiler

$$\text{Hub des Funkpeilers } h = 2,5 \text{ m}$$

$$\text{Gewicht " " } G = 100 \text{ kg}$$

$$\text{Hubzeit } t = 8 \text{ sec}$$

$$P = 1,8 \cdot G = 180 \text{ kg} \text{ (80\% Zuschlag für Reibung, Wasserdruck, Träg-}$$

Leistung beim Heben = $\frac{180 \cdot 2,5}{8 \cdot 75} = 0,75 \text{ PS}$

Arbeit zum Ausfahren des Funkpeilers

$$A = P \cdot h = 180 \cdot 2,5 = 450 \text{ mkg}$$

Übersetzung 1:1

Notwendige Kolbenkraft = 180 kg

" " fläche = $3,6 \text{ cm}^2$

Kolben d = 22 mm

Ausgeführt d = 45 mm

Die Kraft zum Einfahren des Funkpeilers wird zu 30% der des Ausfahrens angenommen = 54 kg

Notwendige Kolbenflächen-Unterseite = $1,08 \text{ cm}^2$

Kolbenstangenfläche = Fläche von Kolben-Oberseite minus Kolben-Unterseite

$$3,6 - 1,08 = 2,52 \text{ cm}^2$$

Kolbenstange = 18 mm

Ausgeführt: 40 mm

Leistung beim Senken $0,3 \cdot 0,75 = 0,23 \text{ PS}$

Ölleitungsquerschnitt: $F = \frac{N \cdot 75}{p \cdot c} = \frac{0,75 \cdot 75}{50 \cdot 3} = 0,38 \text{ cm}^2$

Lichte Weite d = 8 mm

e) 1 Winde für Stabantenne

Hub der Stabantenne h = 2,5 m

Gewicht der Stabantenne G = 200 kg

Hubzeit t = 8 sec

P = $1,8 \cdot 200 = 360 \text{ kg}$ (80% Zuschlag wie bei d)

Leistung beim Heben 1,50 PS

Arbeit zum Ausfahren der Stabantenne 900 mkg

Übersetzung 1:1

Notwendige Kolbenkraft = 360 kg

" " fläche = $7,2 \text{ cm}^2$

Kolbendurchmesser d = 31 mm

Ausgeführt: d = 45 mm

Kraft zum Einfahren 50% = 108 kg

Notwendige Kolbenunterseitenfläche $2,16 \text{ cm}^2$

Kolbenstangenfläche = Fläche der Kolben-Oberseite minus Kolben-Unterseite

$$7,2 - 2,16 = 5,04 \text{ cm}^2$$

Folbenstangen  = 26 mm

Ausgeföhrt 40 mm

Leistung beim Senken 1,50 . 0,3 = 0,45 PS

$$\text{Leitungsquerschnitt } F = \frac{N}{\rho c} = \frac{1,50 \cdot 75}{50 \cdot 3} = 0,75 \text{ cm}^2$$

Lichte Weite $d = 10 \text{ mm}$

Aus Gründen der Vereinheitlichung werden 1 gleicher Antrieb für Funkpeiler und Stabantenne vorgesehen.

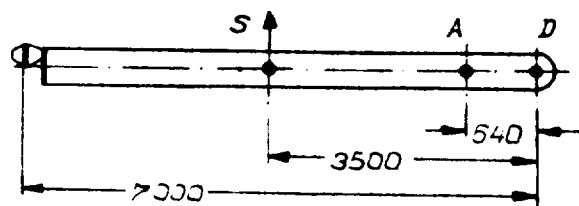
f.) Antrieb für Kippschnorchel

$G = 2\,400\text{ kg}$

1 - 7 000 mm

$$r = 3500 \text{ mm}$$

h = 640 mm

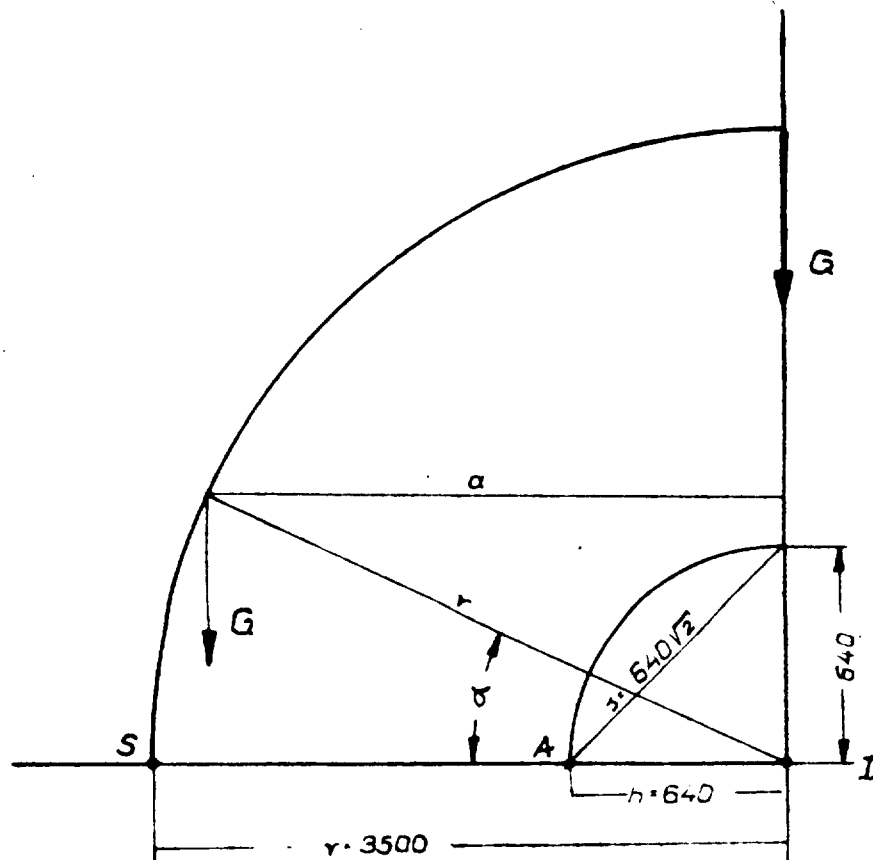


D- Drehpunkt

3- Schwerpunkt

A= Angriffspunkt
des Kolbens

Erläuterung der
Bezeichnungen siehe
Figur.



$$M = G \cdot a = G \cdot r \cos \alpha$$

Die Arbeit, den Luftmast aufzurichten, ist

$$A = M \int_0^{90^\circ} d\alpha = G \cdot r \int_0^{90^\circ} \cos \alpha d\alpha = G \cdot r$$

$G = 2\,400$ kg- Dazu Zuschlag für Wasserwiderstand, Reibung in Kolben und Lagern und Beschleunigungskraft 30%

$$\text{Notwendige Kolbenkraft } P = 1,3 \cdot G \cdot \frac{r}{h} = 1,3 \cdot 2\,400 \cdot \frac{3\,500}{640} = 17\,000 \text{ kg}$$

$$\text{Notwendige Kolbenfläche } F = \frac{P}{p} \cdot \frac{17\,000}{50} = 340 \text{ cm}^2$$

Kolbendurchmesser $d = 208 \text{ mm}$

Ausgeführt: 210 mm

Kolbenhub $= s = 640 \cdot \sqrt{2} \approx 900 \text{ mm}$

Die Zeit zum Aufrichten des Mastes ist zu 20 sec angenommen.

$$\text{Dann ist die Leistung dabei } \frac{P \cdot s}{t \cdot 75} = \frac{17\,000 \cdot 0,9}{20 \cdot 75} = 10,2 \text{ PS}$$

$$\text{Ölleitungsquerschnitt } F = \frac{n \cdot 75}{p \cdot c} = \frac{10,2 \cdot 7,5}{50 \cdot 3} = 5,1 \text{ cm}^2$$

Lichte Weite $d = 25 \text{ mm}$

Die Geschwindigkeit zum Aufrichten des Mastes würde bei ungehindertem Oelzutritt gegen Ende des Hubs stark zunehmen, es ist daher der Oelzutritt beim Aufrichten gegen Ende des Hubs stark zu drosseln. Ebenso ist der Oelaustritt gegen Ende des Senkhubs zu drosseln, um ein Aufschlagen des Luftmastes auf Deck zu verhindern. Am Mast sind Sperren angebracht, die den Mast in den Endlagen mit dem Boot fest verblocken. Dadurch wird ein fester Stand des Kippschnorchels erreicht unabhängig vom Oeldruck im Arbeitszylinder. Diese Sperren werden mechanisch betätigt.

g) Antrieb der Deckel für 4 Torpedausstoßrohre

Die Torpedos lagern im allgemeinen im trocknen Rohr, um sie vor den schädlichen Einflüssen des Seewassers zu schützen. Ist im Operationsraum mit einem baldigen Angriff zu rechnen, so wird das Rohr bewässert und damit Druckausgleich zwischen Außendruck und Druck im Torpedorohr geschaffen. Die Torpedoklappen brauchen zum Öffnen nur den dynamischen Wasserwiderstand zu überwinden. Da mit einer plötzlichen Angriffsmöglichkeit bei den üblichen Geschwindigkeiten der Seefahrzeuge nicht zu rechnen ist, wird die Öffnungszeit der Torpedoklappen unter der Bedingung des Druckausgleiches zu 4 sec angenommen. Die Bewässerung des Rohres dauert etwa 20 sec.

Fläche einer Torpedoklappe $\sim 3000 \text{ cm}^2$
 Mittlere Winkelgeschwindigkeit: $\omega = \frac{75}{300 \cdot 4} = 0,052 \text{ sec}^{-1}$

Schwerpunkt Abstand vom Drehpunkt $s \sim 400 \text{ m}$

Mittlere Öffnungsgeschwindigkeit $w_s = 0,052 \cdot 0,4 = 0,021 \text{ m/sec}$.

Soll der Deckel noch bei einer Geschwindigkeit von 4 m/sec ($\sim 8 \text{ kn}$) geöffnet werden, so ist ein Staudruck zu überwinden von

$$W = F \cdot \frac{(v + w_s)^2}{2g} = 0,3 \cdot 1000 \cdot \frac{4,02^2}{2 \cdot 9,81} = 250 \text{ kg}$$

Widerstand der Klappe $W_k = 150 \text{ kg}$ (Schätzung, da nur Wasserreibung zu überwinden). Zuschlag für Reibung in Lagern, Stopfbuchse und Kolben und für die Beschleunigung 100%; Übersetzung 1:2, also doppelte Kraft, daher

-77-

SECRET

$$P = 2 \times (250 + 150) \times 2 = 1\,600 \text{ kg}$$

$$\text{Notwendige Kolbenfläche} = 32 \text{ cm}^2$$

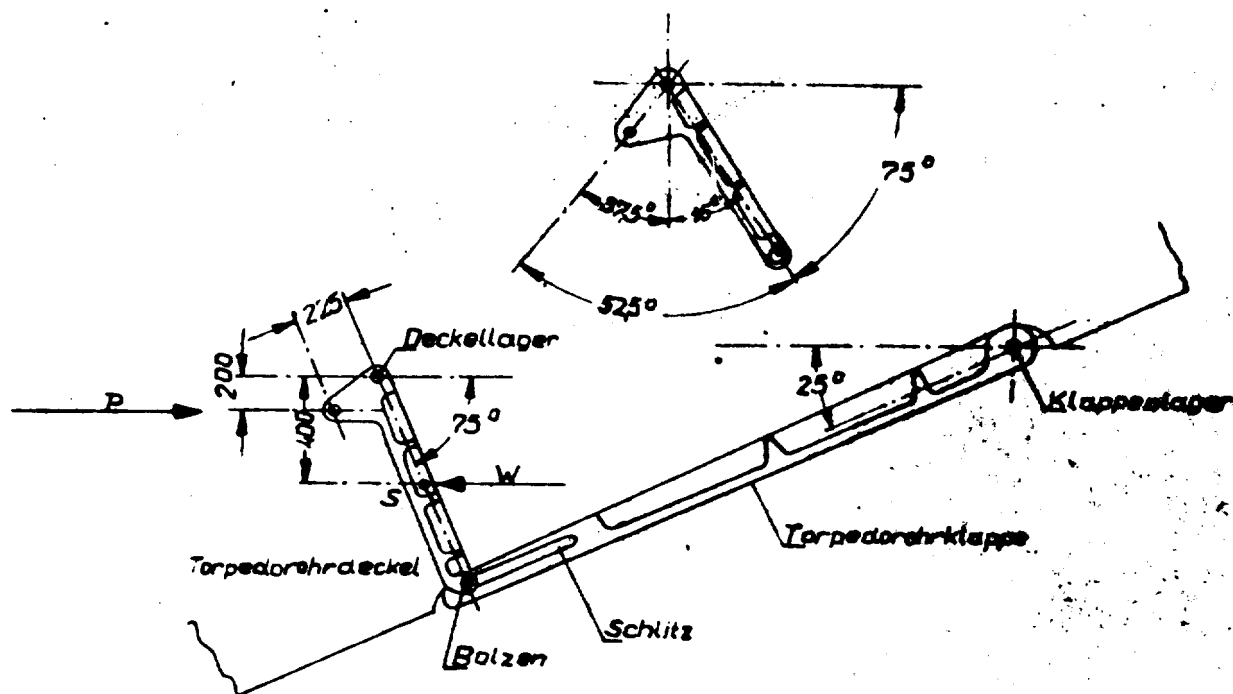
$$\text{ " " " " " " } \phi = 64 \text{ mm}$$

Gewicht

$$d_1 = 70 \text{ mm} \quad \text{Kolbenfläche: } 38,5 \text{ cm}^2 \quad \text{Kolbenkraft } 1950 \text{ kg}$$

$$d_s = 50 \text{ mm} \quad \text{Schaftfläche: } 19,6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Kolbenfläche} = \text{ " } \quad 18,9 \text{ cm}^2 \quad \text{Rückstellkraft } 945 \text{ kg}$$



Der Deckel verschliesst das Rohr druckfest. Die Klappe passt sich der Schiffsförm an und verkleidet die Öffnung, um Widerstandsvermehrung zu verhindern. Ein Fortlassen der Klappen ist versucht worden, brachte aber infolge von Widerstandsvermehrung eine Geschwindigkeitsverminderung, so dass die Klappen wieder eingebaut wurden. Der Kolbendruck P drückt auf den Deckelhebel und öffnet diesen. Ein am unteren Deckelende befestigter Bolzen gleitet an einem Schlitz der Klappe und öffnet gleichzeitig diese.

$$\text{Kolbenhub} = 2 \cdot 225 \cdot \sin 75/2 \approx 275 \text{ mm}$$

$$\text{Kolbenarbeit} = 2\,920 \cdot 0,275 = 1073 \text{ mkg}$$

$$\text{Leistung} = \frac{1073}{4 \cdot 60} = 3,58 \text{ PS}$$

$$\text{Oelleitungsquerschnitt: } F = \frac{\pi \cdot 75}{4} = \frac{3.58 \cdot 75}{4} = 179 \text{ cm}^2$$

Lichte Weite $d = 16 \text{ mm}$

a 3. Ein- und Ausschwenkvorrichtung für Bugtiefenruder.

Der Antrieb für die Ein- und Ausschwenkvorrichtung für Bugtiefenruder ist rechnerisch nicht genau erfassbar. Er wird daher nach ähnlichen Antrieben gebaut, wobei eine genügende Sicherheit vorgesehen wird, um ein stetiges Funktionieren zu gewährleisten.

In der Tabelle 3 sind alle gewählten Abmessungen mit den sich daraus ergebenden Kräften für Hin- und Rücklauf zusammengestellt. Die Änderungen gegenüber der theoretischen Berechnung ergab sich aus konstruktiven Gründen.

2. Ermittlung der Pumpenleistung.

Es war zuerst in Erwägung gezogen, den Druckölvorrat in den Flaschen so gross zu wählen, dass das Boot 6 Stunden unter Wasser Schleichfahrt laufen kann, ohne dass die Druckölpumpe anspringt. Dabei sollten nur die Ruder hydraulisch betätigt werden können. Es ergab sich aber, dass dabei der Druckölvorrat 1500 l betragen musste. Diese Menge, zu der noch der Luftpuffer hinzukommt, der bei einem Druckabfall von 100 at auf 50 at denselben Raumbedarf hat, sowie der Oelsammeltank, der ebenso dann 1500 l mehr fassen muss als die Oelmenge der Anlage beträgt, würde einen grossen Raum- und Gewichtsbedarf haben.

Besonders aber im Hinblick auf das reine "Unterseeboot" d.h. das Boot, das nur noch operiert, muss ohne Oel- und Luftpuffer gefahren werden, dabei muss die Druckölpumpe dauernd laufen; sie muss aber einschliesslich E-Motor äusserst verfeinert ausbildet sein. Die Pumpe ist dann für einen mittleren Oelbedarf zu bemessen und erhält einen Mindkessel, der als Reserve nur noch so gross zu bemessen ist, dass auch ein kurzzeitiger Höchstbedarf an Oel gedeckt werden kann. Dieser tritt auf, wenn mehrere hydraulische Antriebe gleichzeitig betätigt werden, wie weiter unten gezeigt wird.

./.

- 19 -

Kurz- zeich.	Anzahl	Antrieb	Kolbend. mm	Kolbentf. cm ²	Kraft kg	Hub mm	Arbeits- zeit sec	Leistung PS	Hubraum l	Stoßf. mm	Stoßf. cm ²	Quers. cm ²	Rückstos- kraft kg	Stoß- hub mm	Hubraum unterseite l	Quers. max. sec. quers.	Unter- stos. max. sec. hub	ind. sec. Zufuhr- geschwindigkeit	Lsg. Zufuhr mm	Zufuhr- querschnitt cm ²	ind. sec. max. sec. querschnitt	
a ₁	1	Hauptrueder	300	707	35350	450	5900	28	757	319	65	54	33700	955	503	114	1,08	177	22	38	300	
a ₂	1	Vorderes Tiefenrueder	230	475	20750	425	8810	23	511	177	65	33	36200	901	782	077	070	074	18	254	303	
a ₂	1	Hinteres Tiefenrueder	230	475	20750	425	8810	23	511	177	65	33	36200	901	782	077	070	074	18	254	303	
a ₃	1	Bugrueder Auswurf	70	38,5	1930	000	1830	20	129	385	50	195	89	945	49	189	019	009	10	079	240	
b	2	Senkrohr- winde	110	95,0	4750	1300	8170	18,5	443	124	90	636	314	1570	33	408	067	022	18	254	264	
c	4	Regler- tankventil	70	38,5	1930	40	77	2	254	015	50	195	89	945	49	008	008	004	6	028	286	
d	1	Funkpfeiler	45	15,9	795	2500	1990	8	332	398	40	126	33	165	209	082	05	01	03	18	254	197
e	1	Stabantenne	45	15,9	795	2500	1990	8	332	398	40	126	33	165	208	082	05	01	03	18	254	197
f	1	Kipp-schnorchel	210	346	17300	900	15600	20	177	312	90	636	324	1620	813	254	156	127	25	491	317	
g	4	Deckel- Tropfenrohr	70	38,5	1930	275	531	4	177	106	50	195	89	945	49	052	027	020	10	079	342	

1.) Dauerbetrieb

- | | | | |
|-----------------------|------------------------|-----|--------------------|
| a 1) Haupttruder | durchschn.Oelverbrauch | 15% | des Höchstverbrau- |
| a 2) alle Tiefenruder | " | 15% | " " |
| b) 1 Schrohr | " | 10% | " " |

a 3)	Bugtieferuderans- schwenkvorrichtung	1 mal in 6 Std. aus - u. einschwenken
c)	Reglertankventile	1 " " 12 " öffnen und schließen
d)	Pumppeilor	1 " " 4 " heben und senken
e)	Stabantenne	4 " " 1 " " " "
f)	Luftmast	1 " " 6 " aufrichten u. beklappen
g)	Deckel für Torpe- dorohre	1 " " 3 " öffnen und schließen

Q	1	2	3	4	5	6	7	8
Q ₁	1,11	0,15	3600					
Q ₂	2, x	0,74	0,15	3600				
Q ₃	0,14	40	:	6				
Q ₅	0,44	0,1	3600					
Q ₆	0,06	4	:	12				
Q ₄	0,3	30	:	4				
Q ₈	0,5	30	:	4				
Q ₇	1,42	40	:	6				
Q ₉	0,2	8	:	8				

1/std 1606,85

Q. ≈ 1600 1/std

CONTROL - U S OFFICIALS

Der durchschnittliche Gelverbrauch beträgt also 1600 l/std.

Als Druckölpumpe wird die in deutschen U - Booten bewährte Imo-Pumpe vorgeschlagen, eine Spindelpumpe mit 1 Antriebs - und 2 Arbeitsspindeln. Es wird die Type 48 - 3 gewählt (45 mm Ø - Spindel Ø ; 6 Stänge), die bei der auf 1000 U/min reduzierten Drehzahl 65 l/min $\hat{=}$ 3900 l/std gegen einen Druck von 60 at fördert. Der elektrische Antriebsmotor ist mit Gleitlagern ausgerüstet. Seine Ventilation ist so ausgebildet, dass sie keine grossen Geräusche verursacht, und das Pumpenaggregat somit auch bei Schleichfahrt arbeiten kann. Die Leistungsaufnahme des Motors beträgt 9 KW. Als Reserve wird ein zweites, gleiches Pumpenaggregat verwandt, sowie für den Fall, dass die E - Anlage ausfällt, eine Handpumpe als Not- oder Ersatzpumpe einbaut. Die Pumpe fördert in die Druckölflasche, die so gross bemessen sein muss, dass sie einen kurzen Ueberbedarf an Drucköl decken kann. Dieser kann eintreten, wenn mehrere hydraulische Anlagen gleichzeitig betätigt werden. Eine gleichzeitige Betätigung folgender Anlagen wird dabei zu Grunde gelegt:

- 1.) Ruder von Hartlage zurück auf Null legen.
- 2.) Sehrohre, Funkpeiler und Stabantenne einfahren.
- 3.) Luftmast beiklappen.
- 4.) Deckel für Torpedorohre schliessen.

Folgende Verbraucher arbeiten dann gleichzeitig: siehe Tab. 4 nächste Seite)

Alle unter 1 bis 4 genannten bis zum Schliessen der Torpedorohrdeckel (Dauer 4 sec. bei sehr. Gelverbrauch von 4,50 l/sec.)

Danach arbeiten alle unter 1 bis 3 genannten Verbraucher bis zur Beendigung des Tiefenruderlegens

(Dauer 6 - 4 = 2 sec. bei 4,37 l/sec. Gelverbrauch).

Die weiteren Arbeiten bis zur Beendigung des Seitenruderlegens

(Dauer 7 - 6 = 1 sec. bei 2,83 l/sec. Gelverbrauch).

Danach verbrauchen nur noch die unter 2 und 3 angeführten Verbraucher bis zur Beendigung des Einfahrens von Stabantenne und Funkpeiler: Gel.

(Dauer 8 - 7 = 1 sec. bei 1,69 l/sec. Gelverbrauch).

Weiteres Gel verbrauchen noch Luft- und Sehrohr, bis das Sehrohr eingefahren ist (Dauer 10,5 - 8 = 10,5 sec. bei 1,49 l/sec.

Oelverbrauch)

Als letzter Verbraucher bleibt noch der Luftmast übrig.

(Dauer 20 - 18,6 = 1,4 sec bei 1,27 l/sec. Oelverbrauch).

In der folgenden Tabelle 4 werden die Verbräuche zusammenge-
stellt, davon wird das von der Pumpe während dieser Zeit geför-
derte Öl abgezogen, um so den von der Flasche zu deckenden
Spitzenbedarf zu erhalten.

T a b e l l e 4

Spalte	1	2	3	4	5	6	7	Summe
Betriebsdauer	sec	4	2	1	1	10,6	1,4	20
sek.Oelver- brauch	l/sec	4,50	4,37	2,83	1,69	1,49	1,27	—
abs.Oelver- brauch	l	18,00	8,74	2,83	1,69	15,80	1,80	48,86
von Pumpe nachgefördert	l	4,30	2,20	1,10	1,10	11,40	1,50	21,60
Spitzenbedarf	l	13,70	6,54	1,73	0,59	4,40	0,30	27,26

Der Gesamtspitzenbedarf ist somit $Q = 27,26$ l. Der in den Spal-
ten 2 bis 7 angegebene sek. Oelverbrauch berechnet sich aus der
Summe des sek. Oelverbrauchs der einzelnen arbeitenden Verbraucher

Verbraucher	Kurz.	sek.Oelverbrauch (l/sec)	Betriebsdauer (sec)
1. Seitenruder	a1	1,14	7
beide Tieferruder	a2	1,54	6
2. Rohrrohr einfahren	b	0,22	18,6
Punkpeiler u. Stabantenne ein- ziehen	d/e	0,20	8
3. Luftmast bei- klappen	f	1,27	20
4. Torpedodeckel schliessen	g	0,13	4

./.

"	1FF-013	4,37	"	2	"	6
"	a _{1,2,3}	2,63	"	1	"	7
"	2,3	1,69	"	1	"	8
"	b,f	1,49	"	10,6	"	13,6
"	f	1,27	"	1,4	"	20

Berechnung des Luftwiderstands

Um einen Druckabfall unter 50 At zu verhindern, ist über dem Spiegel der Schiffschale ein Luftkuffer vorzusehen, dessen Raumbedarf im folgenden berechnet wird. Dabei wird angenommen, dass die Ausdehnung der Luft isotherm verläuft.

Denn -11t

$$p_0 \cdot V_0 = p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

$$\frac{p_0 V_0}{p_1} = V_1$$

$$V_0 = \text{Inventurvolume bei } p_0 = 1 \text{ at}$$

$$V_1 = \text{ " " } p_1 = 50 \text{ at}$$

$$V_2 = \text{ " " } p_2 = 30 \text{ at}$$

$$\frac{p_o V_o}{p_E} = V_2$$

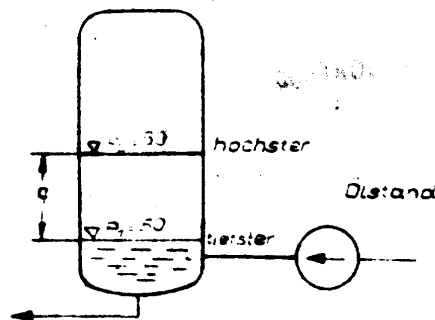
$$v_1 - v_2 = Q = p_o \cdot v_o (\gamma_{p_1} - \gamma_{p_2})$$

$$V_o = \frac{a}{\gamma_{p1} - \gamma_{p2}} = \frac{27.90}{\gamma_{50} - \gamma_{50}} = 0.180 \text{ L}$$

$$v_2 = \frac{v_0 p_0}{p_2} = \frac{5100 \cdot 1}{60} = 85 \text{ m/s}$$

Der Mindestinhalt der Maschine ist also $V_{\text{min}} Q = 137427,56 \approx 134 \text{ l}$.
Es wird eine 200 l Maschine als Mindest-Fl. gewählt mit 50 l Gel und
150 l Rauminhalt für die Druckluft bei 30 at Druck.

*****36*****



3. Übergreifende Berechnung des Ölbedarfs der Anlage

Der gesamte Ölbedarf der Anlage setzt sich zusammen aus der Ölmenge in den Hilfsmaschinen, den Rohrleitungen und in der Druckölherstellungsanlage.

Die Ölmenge in den Hilfsmaschinen ist gleich der Summe ihrer Hubräume und ist aus der Tabelle 3 durch Addition der Hubvolumina leicht zu errechnen. Es ergibt sich dabei die Ölmenge zu:

$$V_H = 139,85 \text{ Ltr.}$$

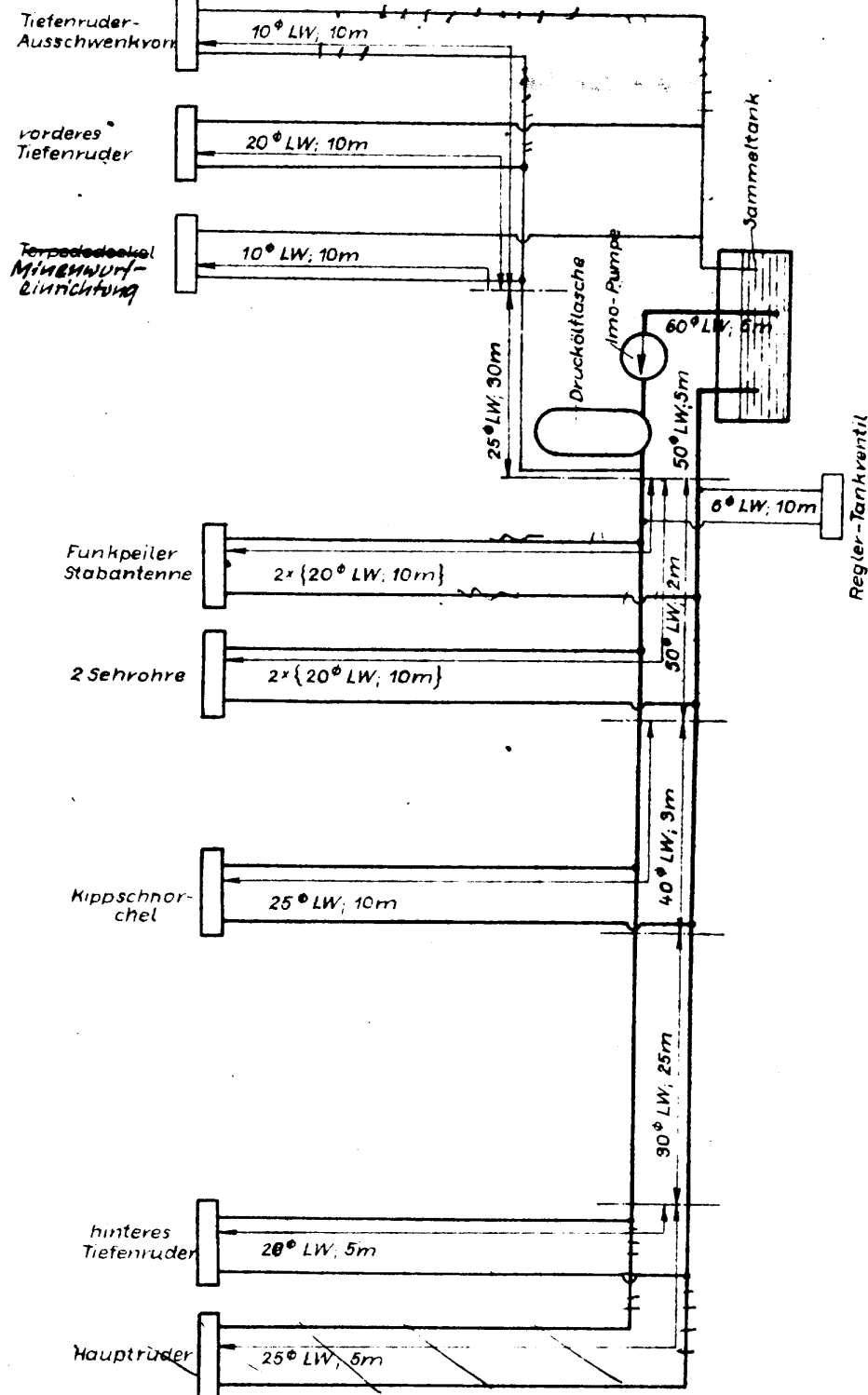
$$V_H \approx 140 \text{ Ltr.}$$

Die Ölmenge der Druckölherstellungsanlage setzt sich zusammen aus der Ölmenge in den Imo-Lumpen und in der Druckölflasche einschliesslich der Rohrverbindungen zwischen diesen. Der Ölinhalt der Druckölflasche war auf 50 Ltr. festgesetzt. Der gesamte Öl der Druckölherstellungsanlage wird dann zu 100 Ltr geschätzt

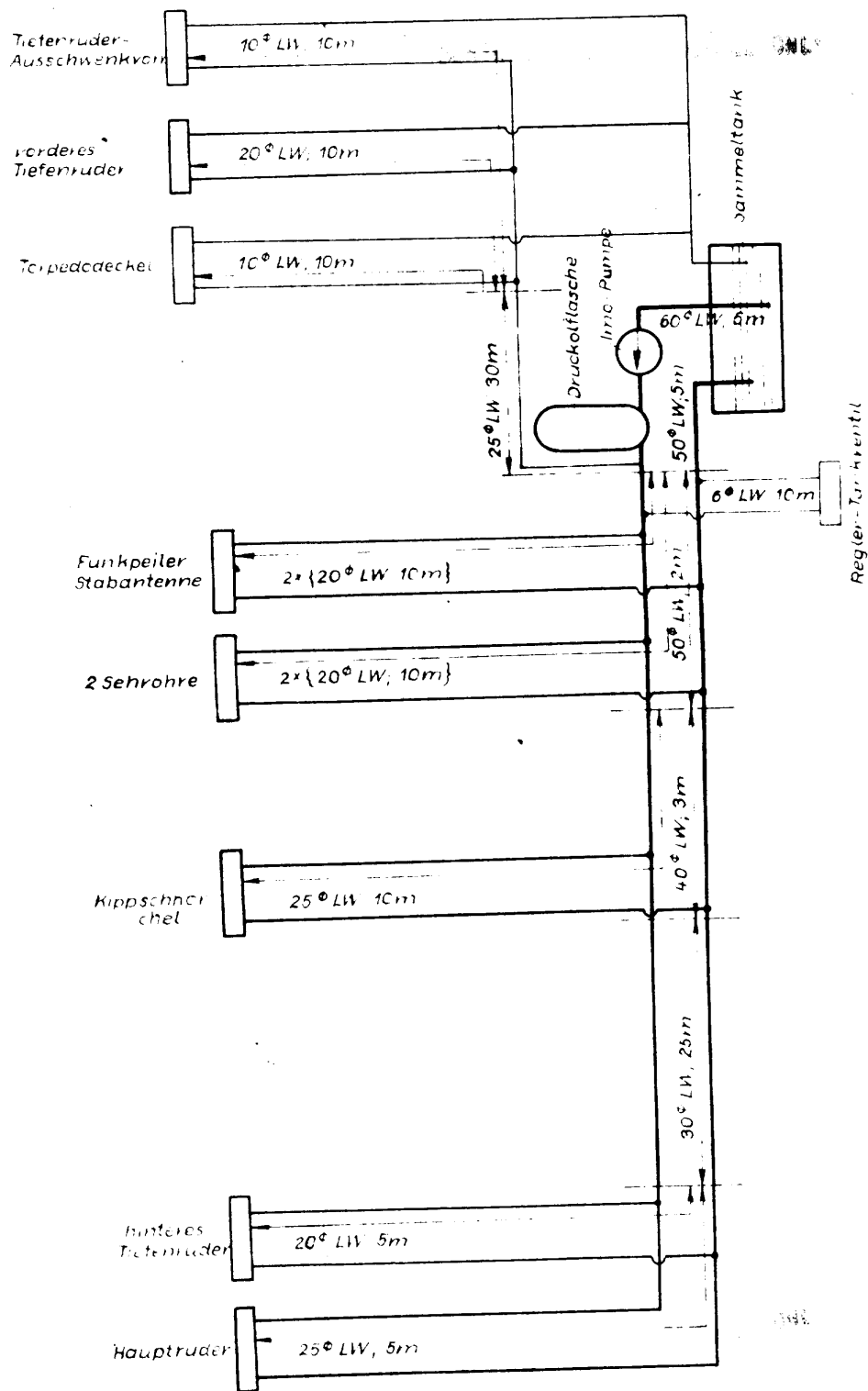
$$V_D = 100 \text{ Ltr.}$$

Zur Berechnung der Ölmenge in den Rohrleitungen ist auf der folgenden Seite ein Rohrplanschema aufgezeichnet, in dem die etwaigen Leitungslängen und ihre lichten Weiten eingezeichnet

Schematischer Rohrplan



Schematischer Rohrplan



sind. Die Längen sind der Anlage entsprechend für ein mittleres Boot angenommen. Eine genauere Festlegung kann erst bei Aufstellung des endgültigen Rohrplans erfolgen, nach Vorliegen der Bootsabmessungen. Der Inhalt der Rohrleitungen berechnet sich dann nach der Formel

$$V = \frac{F \cdot l}{10} \quad (1)$$

dabei ist V = Inhalt der Rohrleitung in Litern

F = Querschnitt der Rohrleitung in cm^2

l = Länge " " " m

Aus der Zeichnung ergeben sich folgende lichte Weiten (DW) und Rohrlängen:

- | | | |
|--|---------------------|------|
| 1) Saugrohr von Oelsammeltank bis Pumpe: | 60 mm DW, Länge 5m= | 5 m |
| 2) Drucklaufrohr von Höhe Pumpe bis Oelsammeltank: | 50 mm DW, " 5m= | 5 m |
| 3) Gemeinsamer Hin- u. Rücklauf für Antrieb im Vorschiff: | 25 mm DW, " 2x30m= | 60 m |
| 4) Gemeinsamer Hin- u. Rücklauf für Torpedodeckelantrieb und Bugtieferuderausschwenkvorrichtung: | 10 mm DW, " 2x40m= | 40 m |
| 5) Hin- u. Rücklauf für vord. Tiefenruder: | 20 mm DW, " 2x10m= | 20 m |
| 6) Gemeinsamer Hin- u. Rücklauf für Antriebe in Zentrale und Hinterschiff: | 50 mm DW, " 2x2m= | 4 m |
| 7) Gemeinsamer Hin- u. Rücklauf für Antriebe im Hinterschiff und Kippschnorchel: | 40 mm DW, " 2x3m= | 6 m |
| 8) Gemeinsamer Hin- u. Rücklauf für Antrieb im Hinterschiff: | 30 mm DW, " 2x25m= | 50 m |
| 9) Hin- u. Rücklauf f. hinteres Tiefenruder: | 20 mm DW, " 2x5m= | 10 m |
| 10) Hin- u. Rücklauf f. Hauptruder: | 25 mm DW, " 2x5m= | 10 m |

- 11) Min-u. Rücklauf für Kippschnor-
chel: 25 mm LN, Länge 2x10m= 20 m
- 12) Min-u. Rücklauf f. Reglertanks: 6 " " " 2x10m= 20 m
- 13) " " " " 2 Schrohre: 20 " " " 2x2x10m= 40 m
- 14) " " " " Funkpeiler u.
Stabantenne: 20 " " " 2x2x10m= 40 m

In der folgenden Tabelle 5 sind die lichten Weiten, Quer-
schnitte, Längen und Rauminhalte der einzelnen Rohrgruppen
zusammengestellt.

T a b e l l e 5

Rohr- gruppe	Lichte Weite	Querschnitt	Länge	Rauminhalt
	mm	cm ²	m	Ltr
1	50	28,3	5	14,2
2	50	19,64	5	9,8
3	25	4,91	60	29,5
4	10	0,79	40	3,2
5	20	3,14	20	6,3
6	50	19,64	4	7,9
7	40	12,57	6	7,5
8	30	7,07	50	35,4
9	20	3,14	10	3,1
10	25	4,91	10	4,9
11	25	4,91	20	9,8
12	6	0,28	20	0,6
13	20	3,14	40	12,6
14	20	3,14	40	12,6

157,4

Durch Summation der letzten Spalte ergibt sich die Oelmenge im
Rohrnetz zu:

$$V_R = 158$$

Die Oelmenge der gesamten Anlage ergibt sich dann zu:

$$Q = V_H + V_D + V_R = 140 + 100 + 158 = 398$$

$$Q = 400 \text{ Ltr}$$

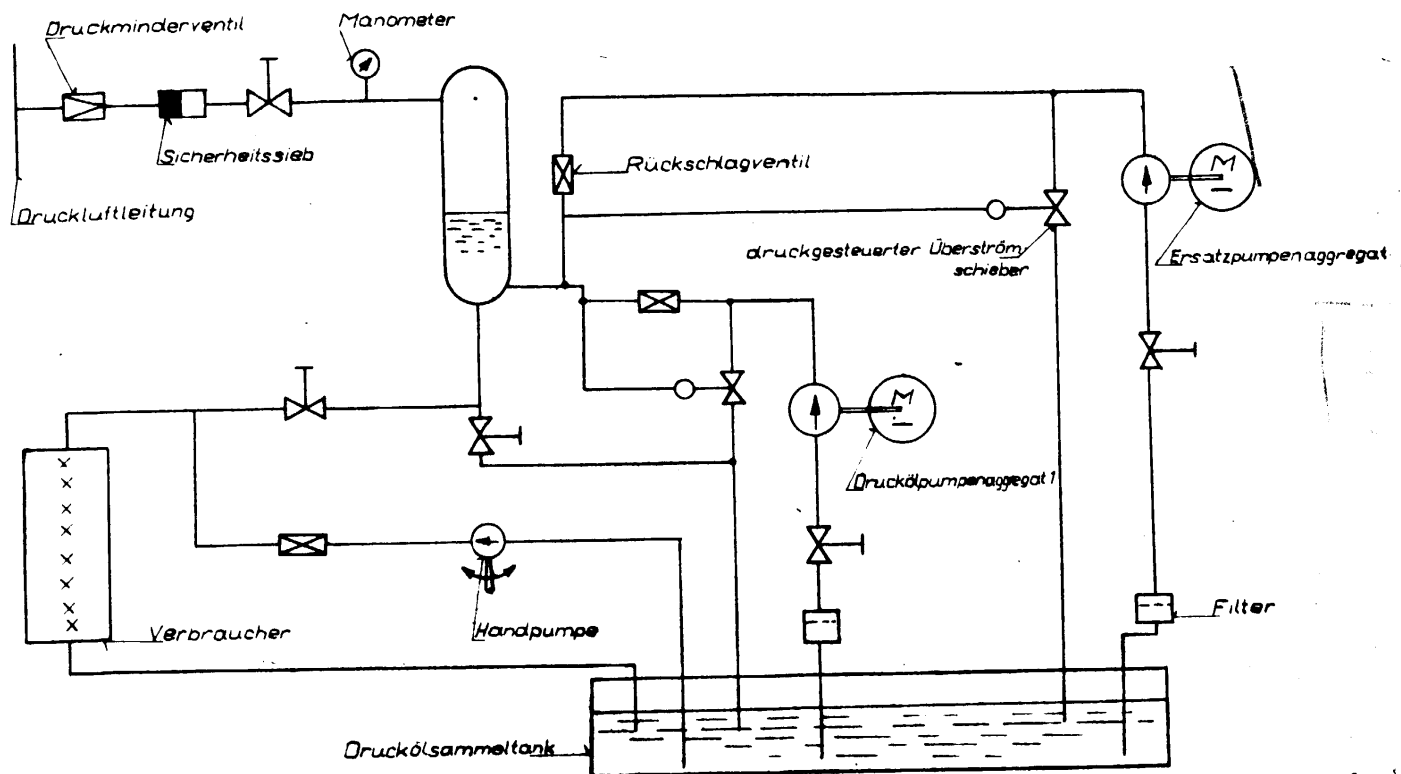
Bei der üblichen 80% Füllung des Gelsammeltanks ergibt sich
ein Rauminhalt von 480 Ltr.

D) Beschreibung der Einzelanlagen

1) Schema der Druckölanlage (siehe Seite 30 und Zeichn. Blatt 4)

Die Druckölpumpe saugt aus dem Druckölsammeltank über einen Filter Öl an und drückt dieses durch ein Rückschlagventil in die Druckölflasche. Der Luftpuffer über dem Ölspiegel wird dabei bis zu 60 atü verdichtet. Ist der Druck erreicht, so öffnet dieser gegen den Druck einer Feder einen Überströmschieber am Druckstutzen der Pumpe, der dem Druck^{öl} den Weg zum Sammel-tank freigibt, so dass die Pumpe im Kreislauf aus dem Sammel-tank in den Sammel-tank fördert. Das Rückschlagventil vor der Druckölflasche verhindert dabei ein Zurückströmen des Drucköls aus der Flasche in den Sammelbehälter. Die Leistung, die dabei die Pumpe aufnimmt, ist gering, da sie proportional der Förderhöhe ist, so dass nur wenig Strom verbraucht wird. Das automatische Ein- und Ausschalten des Pumpenantriebmotors ist wegen der damit verbundenen Schaltgeräusche nicht zu empfehlen, obgleich es vom energiewirtschaftlichen Standpunkt aus günstiger wäre. Versuche, durch doppelte Schwingmetall-lagerung die Schaltgeräusche zu beseitigen, haben zwar zu einer Minderung derselben geführt, sie aber nicht ganz in dem gewünschten Maße aufheben können. Im vorliegenden Fall muss für das reine Unterseeboot, d.h. das U-Boot welches nur unter Wasser operiert, absolute Vermeidung schlagartiger Geräusche erreicht werden. Gerade die Einschaltsschläge der elektrischen Anlasser haben sich bei Abhorchversuchen als besonders typisch herausgestellt und sind unter allen Umständen zu vermeiden.

Schema der Druckölanlage



Soll eine der Hilfsmaschinen hydraulisch betätigt werden, so wird direkt oder indirekt der der Hilfsmaschine zugeordnete Steuerschieber bewegt, der den Drucköl den Weg auf die eine Kolbenseite öffnet und gleichzeitig den Abfluss von der anderen Kolbenseite in den Sammeltank freigibt. Das Drucköl strömt dann aus der Druckölflasche dem Verbraucher zu, der Druck in der Flasche sinkt, so dass der druckgesteuerte Ueberströmventil am Druckstutzen der Pumpe schliesst und die Pumpe bis zum Erreichen des Arbeitsdruckes in die Druckölflasche fördert. Uebersteigt zeitweise der Verbrauch die von der Pumpe nachgeführte Menge, so sorgt der Luftpuffer für den Nachschub. Die Pumpe ist aber so berechnet, dass ein Mehrverbrauch nur kurzzeitig auftreten kann, der dann ohne weiteres aus der Druckölflasche gedeckt wird, wie schon bereits in der Berechnung weiter oben gezeigt wurde (siehe Seite 22).

Beim Ausfall des einen Pumpenaggregates wird nach Öffnen des zugehörigen Gangventils das zweite gleich grosse Aggregat eingeschaltet und das Gangventil der abgestellten Pumpe geschlossen. Fällt auch die zweite Pumpe aus, so wird das Absperrorgan am Oelaustritt der Druckölflasche geschlossen und die Handpumpe kann betätigt werden. Der Druck, gegen den die Handpumpe arbeiten muss, wird vom Verbraucher bestimmt und wird für die berechnete Anlage 50 atm nicht überschreiten. Die meisten Hilfsmaschinen können schon bei geringerem Druck arbeiten, besonders die wichtigste, die Ruderanlage, erfordert bei geringen Geschwindigkeiten und kleinen Ruderausschlägen nur geringen Druck. In der vorliegenden Anlage sind die Ruder

im Navariefall noch mechanisch, direkt von Hand, zu betreiben, da der mechanische Antrieb eine grössere und schnellere Bewegung der Ruder ermöglicht, als der hydraulische Handbetrieb mit einer Handpumpe, die eine grosse Förderhöhe auf Kosten der Fördermenge hat. Ausserdem stellt der mechanische Handantrieb eine tatsächliche Reserve dar, da man unabhängig vom Drucköl einen anders gearteten Antrieb zur Verfügung hat.

Bei Ölwechsel wird der Entlüftungshahn der Druckölflasche geöffnet, so dass die in der Flasche enthaltene Druckluft entweichen kann. Das Ölablassventil der Flasche wird geöffnet, so dass das Öl in den Sammel-tank abfliessen kann. Die Entlüftungen der Hilfsmaschinen werden geöffnet und aus diesen das Öl abgelassen. Der Sammel-tank wird entleert, gereinigt und mit frischem Öl gefüllt. Die Pumpe wird angestellt und füllt die gesamte Anlage mit Öl. Dabei sind die Entlüftungshähne bis auf die Entlüftung der Flasche solange offen zu halten, bis das Öl blasenfrei austritt. Die Entlüftung der Druckölflasche bleibt nur solange geöffnet, bis ihr Öl-inhalt rd. 50 Ltr. beträgt. Darauf wird sie geschlossen, um ein Eintreten von Öl in die Druckluftleitung zu verhindern. Ist die Anlage gefüllt, so wird die Pumpe abgestellt und soviel Öl aus der Flasche abgelassen, bis am Ölstandsglas ein Inhalt von etwa 50 Ltr abgelesen wird. Nun wird das Druckluftventil geöffnet und über das auf 60 at eingestellte Druckminder-ventil aus der Druckluftleitung in die Druckölflasche Druckluft gegeben. Dieser Druck von etwa 60 at wird laufend durch den oben erwähnten gesteuerten Überströmschieber auf etwa gleicher Höhe gehalten. Ein Schwimmer auf dem

Öelspiegel trennt Luft und Öl voneinander, um die Blasenbildung zu verringern. Das Sicherheitssieb verhindert ein Eindringen von Öl in die Druckluftleitung. Nach Schließen des Druckluftventils ist dann die Anlage wieder betriebsklar.

2.) Ruderantriebe

a) Vorderes Tiefenruder (siehe Zeichnung Blatt 1)

Das vordere Tiefenruder ist mit schwenkbaren Ruderblättern ausgerüstet, die nur bei Tauchfahrt des Bootes in Seehohrtiefe in die Arbeitslage ausgeschwenkt werden, im allgemeinen aber in den Schiffskörper eingeschwenkt gefahren werden, um den Fahrwiderstand des Bootes und auch die Beanspruchung des Rudergeschirrs durch Wasserschlag bei Ueberwasserfahrt zu verringern. Ersteres ist erfahrungsgemäss besonders wichtig bei Booten, die unter Wasser mehr als 17 km fahren. (Durch Schleppversuche erwiesen.)

Nach den Seekriegserfahrungen wäre eine Ausschwenkbarkeit für die langsameren Boote nicht erforderlich, da die Boote "reine" Unterseeboote sind, d.h. infolge der feindlichen Luft- und Seeüberwachung gezwungen sind, ständig unter Wasser zu operieren. Eine Gefährdung des Rudergeschirrs durch Wasserschlag kommt daher für Dauerbetrieb nicht in Betracht, lediglich für den kurzzeitigen Heimat-Hafenbetrieb.

Das Ein- und Ausschwenken sowie das Legen des Ruders erfolgt hydraulisch.

Beide Ruderblätter ruhen mit ihrem Schaft in je einem waagerecht angeordneten Lagerarm 1, der sich um einen senkrecht angewinkelten Zapfen drehen kann.

An den Lagerarmen greift je eine Zugstange 12 an, die über die Kolbenstange mit dem Kolben 21 gekuppelt ist, der im Zylinder 20 gleitet.

Durch das Einführen von Drucköl auf einer Seite des Kolbens und gleichzeitiges Abführen von Drucköl auf der anderen Seite, wird der Kolben hin- und herbewegt und damit das Ruder ein-bzw. ausgeschwenkt.

Die Steuerung des Drucköls geschieht mit Hilfe des Schiebers , der mit einem Handhebel verstellt werden kann.

Beim Einschwenken des Ruders gleitet der am Ende des Ruderschaftes angeordnete Vierkant in die Kulisse 27 und fixiert so die Lage der Ruderblätter.

Im ausgeschwenkten Zustande kommen die Vierkante mit den Klauen der Achse 21 in Eingriff und nehmen swangweise an der Drehbewegung derselben teil. Durch die Verriegelung 24 können die Lagerarme mit den Ruderblättern im ein- und ausgeschwenkten Zustand festgestellt werden.

Auf der Achse 28 ist der Hebel 5 aufgekeilt, der über Zugstange 8 mit Geradföhrung und Kolbenstange mit dem Kolben 14 verbunden ist.

Durch das Ein-bzw. Abführen von Drucköl in bzw. aus dem Zylinder 15 wird der Kolben bewegt und damit das Ruder gelegt

Beim Erreichen des grössten Ruderausschlages (nach oben und unten) legt sich der Kolben gegen die im Zylinder vorgesehenen Gummipuffer.

Das am Hebel 5 angreifende Gestänge 10 überträgt mittels Telekinleitung den genauen Ruderausschlag nach der Zentrale.

Das Drucköl für das Legen des Ruders kann vom Steuerstand in der Zentrale aus über den Schieber ferngesteuert werden.

Die Aus- und Einschwenkbewegung des Ruders kann nur vom Bugraum aus gesteuert werden.

Die am Hebel 5 angeordnete Verriegelung 7 fixiert die Ruder in der Mittellage, in der die Ruderblätter aus- und eingeschwenkt werden können.

Eine Notsteuerbewegung ist für das vordere Tiefenruder nicht erforderlich.

b) Hinteres Tiefenruder

Das hintere Tiefenruder ist mit fest auf der Achse sitzenden Ruderblättern ausgerüstet.

Das Legen des Ruders geschieht in derselben Weise wie beim vorderen Tiefenruder, mittels Hebel, Zugstange, Kolbenstange und einem Kolben, der durch Drucköl hin- und herbewegt wird.

Das Drucköl kann vom Steuerstand in der Zentrale aus über einen Schieber ferngesteuert und das Ruder gelegt werden.

In den Ruder-Endlagen legt sich der Kolben gegen im Zylinder angeordnete Gumpipuffer.

Der Ruderlagenanzeiger wird von der Kolbenstange abgeleitet und über eine Telekinleitung nach der Zentrale geführt.

Als Notsteuer ist eine Handsteuereinrichtung vorgesehen. Diese besteht aus einer Spindel, die bei Bedarf mit der Kolbenstange gekuppelt wird. Auf der Spindel ist das Steuer-
rad so gelagert, dass beim Drehen des Rades die Spindel mit der gekuppelten Kolbenstange hin- und herbewegt und damit das Ruder gelegt wird; das im Zylinder vorhandene Drucköl muss durch Öffnen der Hähne vorher abgelassen werden.

Der Arbeitskolben ist im Zylinder mit Buna-Manschetten (Perbunan, Ölfest) abgedichtet, die durch einen Federring gegen die Lauffläche gedrückt werden. Die Kolbenstange ist im Zylinderdeckel geführt und mittels 2 U-förmigen Manschetten aus Perbunan mit Gewebeeinlage abgedichtet. Die Manschetten sind infolge ihrer U-Form selbsttätig dichtend, d.h. je höher der abzudichtende Druck ist, um so höher ist der Dichtdruck.

a) Seitenruder

Das Seitenruder wird in derselben Weise wie die Tiefenruder mittels Hebel, Zugstange, Kolbenstange und einem Kolben angetrieben, der durch Drucköl hin- und herbewegt wird. Auch die Steuerung des Drucköls ist die gleiche, wie beim Tiefenruder beschrieben.

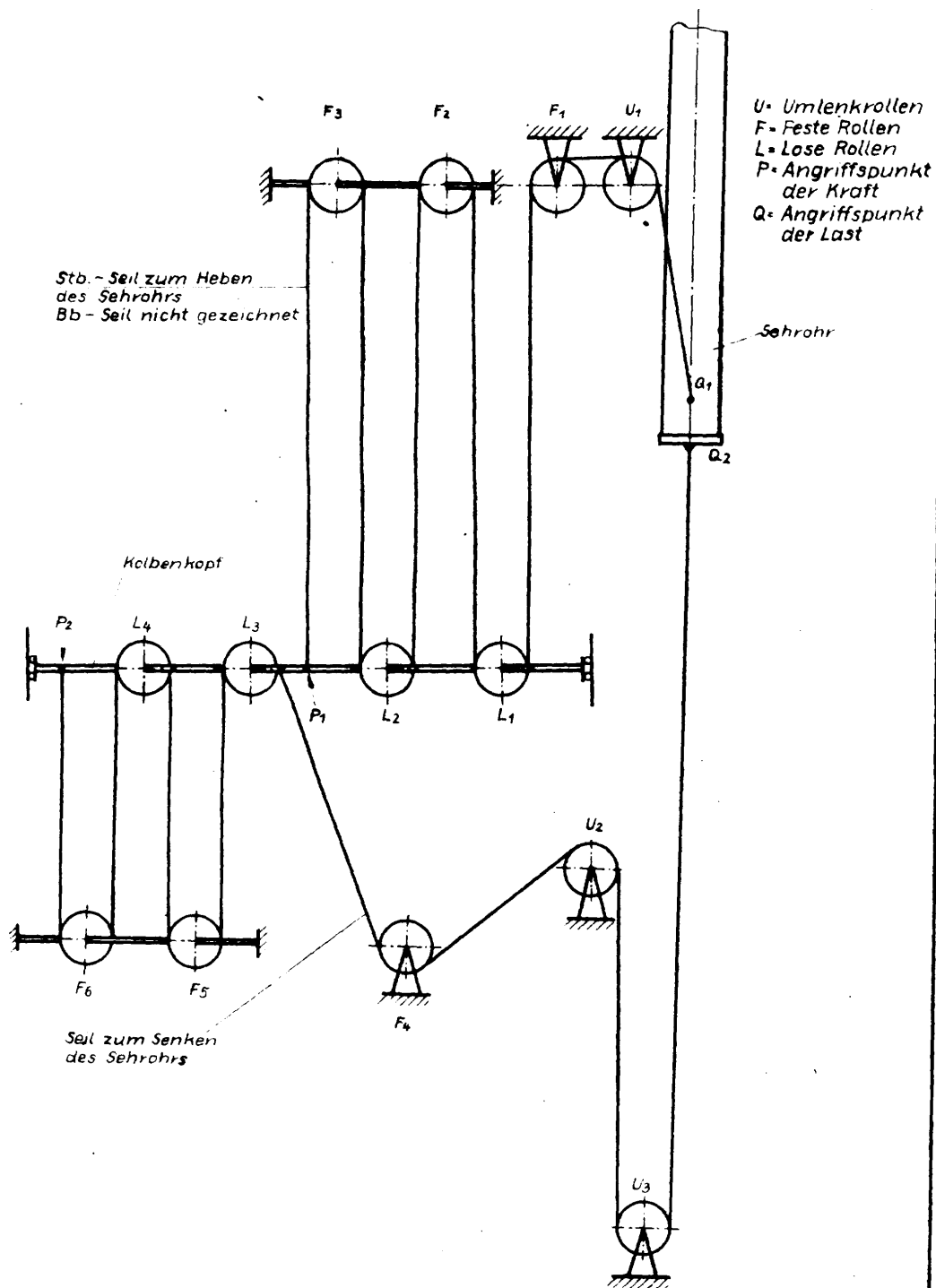
In gleicher Weise wie beim Tiefenruder ist auch hier eine Handsteuervorrichtung vorgesehen.

3) Sehhohre (siehe Zeichnung Blatt 3)

Auch die Sehhohre (2 Stuck) werden mittels Druckkolkolben angetrieben. Da der Hub der Sehhohre 6,5m betragen soll (Annahme), der Hub des Druckkolkolbens jedoch nur 1,3 m beträgt, wird ein 5-facher Flaschenzug eingeschaltet. Diese Art der Uebersetzung hat sich auf den rumänischen U-Booten, die im Kriege unter Aufsicht der deutschen Marine gebaut wurden, gut bewährt und hat keinerlei Schäden gezeigt. Wichtig ist hierbei, dass die Rollendurchmesser nicht zu klein gehalten werden, die unterste Grenze ist etwa 150 mm. Auf Seite 39 ist der Flaschenzug schematisch dargestellt. Das Aufholseil (es sind 2 Stuck vorhanden, in denen das Sehhohr hängt) läuft vom Punkt Q 1 am Sehhohr (Ausguss) nach oben über eine Umlenkrolle U 1, dann über die erste feste Rolle F 1, dann nach unten zur ersten losen Rolle L 1, von da über die Rollen F 2, L 2, F 3, zum festen Punkt T 1. Das Niederholseil läuft in ähnlicher Weise vom Sehhohr Punkt Q 2 aus nach unten über die Umlenkrollen U 2 und U 3, weiter über die feste Rolle F 4, die lose Rolle L 3, weiter über F 5, L 4, F 6 zum festen Punkt P 2. Für das Aufholseil sind die genannten Rollen T 1 bis F 3 und L 1 - L 2 zweimal vorhanden. Im ganzen besteht ein Flaschenzug aus 5 Rollen, entsprechend ist die Uebersetzung 5-fach.

Der Druckkolkolben ist, um Raum im Innern des Turmes zu sparen, nach aussen auf die Turndecke, in den Sehhohrfhrungsbock gelegt werden, der Kolben bewegt sich also, zum Ausfahren des Sehhohres, nach unten. In Zeichnung Blatt 3 ist ganz links

Verlauf des Seilzuges vom Sehrohrantrieb



die ausgefahrene Stellung gezeichnet.

Der Arbeitskolben ist, wie unter 2) beschrieben, geführt und abgedichtet. Er wird mittels des Kolbenkopfes in der Kolbenkopfführung (2 Schienen) geführt.

Die Steuerung des Drucköls geschieht mittels des Steuerschiebers 9, der von Hand mittels des Handhebels 16 betätigt wird. Durch Anheben des Handhebels wird die Hebebewegung, durch Senken desselben die Senkbewegung des Sehrohres eingeleitet. Durch die Feder 17 wird der Handhebel stets in die horizontale Mittellage zurückgedrückt, wenn keine Verstellung von Hand vorgenommen wird. Eine besondere Vorrichtung ist auf den neuesten deutschen Booten eingeführt worden, die auch hier dargestellt ist. Sie bezweckt ein selbsttätiges Einfahren des Sehrohres nach Erreichung einer bestimmten Wassertiefe, falls bei Alarmtauchen vor Flugzeugen usw. vergessen wird, das Sehrohr von Hand einzufahren. Bei den deutschen U-Booten betrug diese Tiefe 40 m. Hierbei wird der federbelastete Kolben 13 von unten dem Aussenwasserdruck ausgesetzt. Der Druck der Feder 17 entspricht der gewünschten Wassertiefe, bei der das Sehrohr selbsttätig einfahren soll. Bei Erreichung dieses Druckes wird der Kolben nach oben gedrückt und schiebt mit seinem Stößel die Schieberstange 19 und damit den Schieber 9 soweit nach oben, bis er den Druckölkanal zum Heben des Kolbens 5 und damit zum Senken des Sehrohres freigibt. Mittels des Absperrventils 20 kann die Vorrichtung abgeschaltet werden.

Um zu verhindern, dass das Sehrohr beim Einfahren zu hart auf den Federpuffer (am Grunde des Sehrohrschachtes) aufstößt

und dadurch die feinmechanischen und optischen Teile leiden, ist eine Vorrichtung vorgesehen, die die Senkgeschwindigkeit des Kolbens 5 im obersten Teil des Hubes (also dem untersten Teil des Schrohrhubes) selbsttätig mindert. Hierzu dient der Schieber 11, der im Gehäuse 10 gleitet. Im letzten Teil des Kolbenhubes drückt die Stange 21 den Hebel 22 über die Schieberstange 23 nach oben (in Zeichnung Blatt 3 dargestellt). Der Schieber drosselt dann mittels eines Drosselschlitzes die Zufuhr des Arbeitsdrucköls vom Schieber 9 zum Arbeitskolben 5 und bewirkt somit eine Verlangsamung des Hubes, bis das Schrohr auf dem Federpuffer aufsitzt. Beim Wiederausfahren des Schrohres kann durch Herandrücken des Hebels 24 die Drosselung wieder aufgehoben werden, damit sofort mit vollem Druck angefahren werden kann. Das gleiche gilt sinngemäß für den Aufwärtshub, [REDACTED]

[REDACTED]

[REDACTED]

Im Schrohrbetrieb kann sich herausstellen, dass das Anfahren und Abstoppen beim Heben und Senken infolge der Inkompressibilität des Drucköls zu hart vor sich geht, so dass die Drahtseile ständig starke schlagartige Beanspruchungen erleiden. Hier hat sich als Gegenmaßnahme das Brechen der Steuerkanten des Schiebers 9 gut bewährt. Wie weit die Kanten zu brechen sind, muss jeweils durch Versuche ermittelt werden. Das Brechen der Kanten ist auch ein Mittel, um das Zischen des Drucköles zu vermeiden, welches, besonders bei Vorhandensein von Luftbläschen im Öl, dann auftritt, wenn die Steuerkante des Schiebers den Durchströmquerschnitt für das Drucköl gerade freizugeben beginnt.

4) Reglertank-Ventile (siehe Zeichnung Blatt 4, Pos. 66 - 70)

Auf den deutschen U-Booten gab es keine besonderen Reglertank-Ventile; die Reglertanks wurden über die Hauptlenzleitung über eine Nebenleitung geflutet. Infolge eines Übersetzungsfehlers wonach waren, /auch die Reglertankventile hydraulisch zu betätigen/ wurde dies konstruktiv und rechnerisch untersucht und durchgeführt.

Die Ventile werden durch einfache, direktwirkende Kolben geöffnet und geschlossen. Auf den Kolben drückt von unten eine Feder, die das Schliessen des Ventils sicherzustellen hat. Zum Öffnen des Ventils von Hand drückt eine normale Spindel mit Trapezgewinde von oben gegen die Kolbenstange und schiebt diese mit dem Ventil nach unten. Die Spindel wird mittels einer Handkurbel gedreht. Zum Schliessen von Hand wird die Gewindespindel wieder nach oben gedreht; die Feder drückt dann den Kolben nach oben und damit das Ventil wieder auf seinen Sitz zurück.

5) Funkpeiler (siehe Zeichnung Blatt 4, Pos. 31 - 34)

Für den Funkpeiler wird ein Hub von 2,5 m angenommen. Hierbei ist vorausgesetzt, dass das Boot aus Sehrohrtiefe etwas höher auftaucht, damit der Funkpeiler aus dem Wasser herausragt. Es wird als Antrieb ein einfacher, direktwirkender Kolben von 2,5 m Hub vorgesehen, der in der Mittschiffsebene liegen kann. Die Steuerung geschieht mittels normalen handbetätigten Schiebern, wie oben mehrfach beschrieben. Ueber ein Kegelradvorgelege kann der Funkpeiler gedreht werden und gleichzeitig an einem Tochterkompass der Peilwinkel abgelesen werden.

6) Antenne (siehe Zeichnung Blatt 4, Pos. 27 - 30)

für die ansfahrbare Antenne gilt das gleiche wie unter 5. für den Funkpeiler gesagt. Eine Drehvorrichtung ist hier nicht vorgesehen, da nicht erforderlich.

7) Schnorohel (siehe Zeichnung Blatt 4, Pos. 71 - 75)

Der Schnorohel ist hinter dem Turm mittschiffs an Oberdeck vorgesehen und als Kippschnorohel ausgebildet. Er wird durch einen schräg angeordneten Druckölkolben von 900 mm Hub aufgerichtet bzw. niedergelegt. Zur Kraftübertragung ist am Kolben eine Schubstange angebracht, die mittels Kreuzkopf in einer Geradführung geführt ist und die Kraft auf den Schnorohelmast weiterleitet.

Um den letzten Teil des Hubes zu verlangsamen, sind in den Zylinderenden Drosselvorrichtungen anzubringen, derart, dass das ausströmende Drucköl gezwungen wird, einen dünnen Kanal zu durchströmen und auf diese Weise einen Druckölpuffer bildet.

Die Zeit zum Aufrichten ist 20 Sekunden. Zur Entlastung des Kolbens ist an der Vorderkante des Schnorohels eine Vorrichtung angebracht, mit der der Schnorohel am Turm-Umbau oder Rohrbock festgeklinkt werden kann. Das Ein- und Ausklinken geschieht vom Innern des Druckkörpers aus. Der Schieber zur Steuerung des Drucköls liegt ebenfalls innenbords und kann dort von Hand betätigt werden.

Ueber den Schnorohel selbst ist an anderer Stelle berichtet worden.

8) Torpedo-Ausstoßrohre

(siehe Zeichnung Blatt 2)

Bei den Torpedo-Ausstossrohren ist der eigentliche, das Rohr abschliessende Mündungsdeckel mit der Bugverkleidungsklappe durch Gestänge verbunden.

Zum Öffnen bzw. Schließen des Deckels wird mittels des Hebels 15 der Steuerschieber 11 verschoben, so dass er das Drucköl entweder durch den linken oder rechten Kanal zum Arbeitszylinder 1 strömen lässt. Der Schieber ist, wie üblich, eingeschliffen zwecks absoluter Abdichtung. Der Arbeitskolben 5 ist im Zylinder in der schon oben beschriebenen Weise mit Buna-Manschetten (Perbunan, Sifast), die durch Federringe an die Zylinderlaufhöhe gedrückt werden, abgedichtet.

Eine Verblockung ist zwischen Bodenverschluss (im Boot befindliches Ende des Torpedorohres) und Mündungsdeckel erforderlich. Wenn der Bodenverschluss offen ist (z.B. wenn ein neuer Torpedo ins Rohr geschoben werden soll), muss der Mündungsdeckel geschlossen sein, weil anderenfalls Wasser in das Boot eindringt. Diese Verblockung ist folgendermaßen auszuführen:

Der Knaggenring des Bodenverschlusses trägt einen Schlitz (Kulisse), in welchem der am linken Ende des Steuerschiebers 11 befindliche Stift 21 gleitet. Ist der Bodenverschluss offen, d.h. in der Zeichnung nach oben verschoben, so kann der Schieber nicht nach links bewegt werden, also kann auch der Mündungsdeckel nicht geöffnet werden. Wird der Bodenverschluss geschlossen, d.h. in der Zeichnung nach unten gedreht, so dass der nach links zeigende Teil des Schlitzes neben dem Stift 21 liegt, dann kann der Schieber 11 mittels des Hebels 15 nach links geschoben werden; der

Mündungsdeckel kann somit durch Drucköl geöffnet werden.

Mit der Schusstange 9 kombiniert ist das Verblockungssystem für die Absugstange 16; letztere wird elektrisch von der Zentrale aus betätigt und bewirkt das Abfeuern des Torpedos. Sie muss verblockt sein, wenn der Mündungsdeckel noch geschlossen ist. Dies wird durch den Spannhebel 17 und den Verblockungshebel 18 bewirkt: Läuft der Arbeitskolben in die linke Endlage (in Zeichnung Blatt 2 dargestellt), so nimmt er mittels des Stiftes 19 den Spannhebel 17 mit, der mit seinem kugeligen Ende die Absugstange 16 nach rechts bewegt. In dieser Endlage verblockt der federbelastete Verblockungshebel 18 den Spannhebel 17 und damit die Absugstange 16. Erst wenn der Kolben wieder nach rechts läuft und dadurch den Mündungsdeckel öffnet, wird der Verblockungshebel 18 durch den Stein 20 angehoben und gibt somit den Spannhebel 17 und damit auch die Absugstange 16 frei, die dann von der Zentrale aus betätigt werden kann.

Hiermit ist der Teil I beendet, in welchem eine vorläufige Bestimmung der Größenverhältnisse der Druckölanlage vorgenommen wurde, und zwar unter Zugrundelegung der Verhältnisse auf deutschen U-Booten.

Es folgt jetzt im Teil II die endgültige Bestimmung der Anlage aufgrund der Aufgabe.

T e i l I IA. Angaben über Oeldruck und Oelsorte1) Bestimmung des günstigsten Oeldrucks

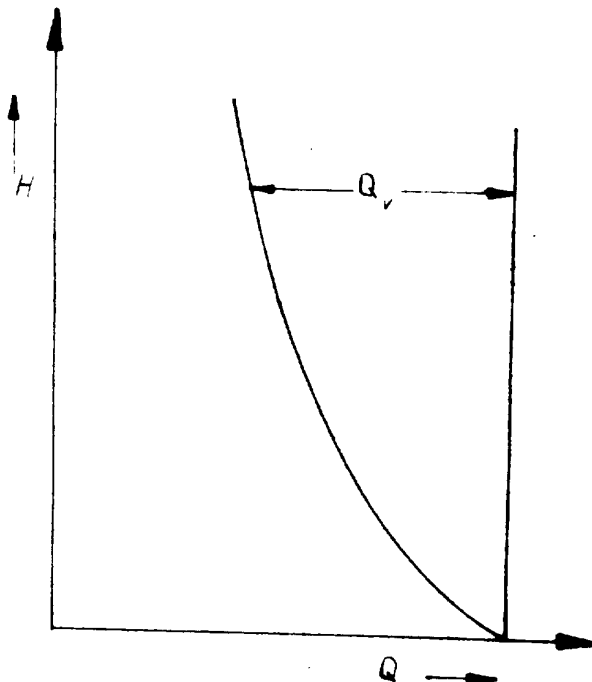
Bei dem Entwurf der hydraulischen Anlage ist es sehr wesentlich, sich über die Arbeitsdrücke klar zu werden, mit denen man die Anlage betreiben will. Zur Beurteilung dieser Frage wird die gesamte Anlage getrennt nach Erzeuger und Verbraucher behandelt.

1) Druckölerzeugung

Ueber die Wahl der Pumpen ist in Teil I der Aufgabe bereits berichtet worden. Bei der aus den dort (s.S. 3) dargelegten Gründen gewählten Spindelpumpe wachsen die Verluste mit zunehmender Förderhöhe, wie aus nebenstehender

Kennlinie zu ersehen. Dabei ist H (m) die Förderhöhe entsprechend dem Gegendruck, Q (m^3/sec) die sekundliche Fördermenge und Q_v die Verlustmenge. Der Wirkungsgrad

nimmt also mit zunehmendem Gegendruck ab. Für die Druckölerzeugung ist somit ein kleinerer Druck vorteilhaft, da die Antriebsleistung und mithin die Größe des Antriebs-



motors kleiner als bei höherem Gegendruck bleiben kann. Die Antriebsleistung ist

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_e \cdot H}{\eta \cdot 75} \quad (\text{PS})$$

Dabei ist: γ = spezifisches Gewicht des Oeles

Q_e = effektiv geförderte Flüssigkeitsmenge

H = Förderhöhe

η = Gesamtwirkungsgrad.

2) Druckölverbrauch

Der einfachste Antrieb der einzelnen zu betreibenden Einrichtungen ist der Kolbenantrieb. In einem Zylinder ist mit ein Kolben eingepasst, der durch einfache Gestränge seine Bewegung überträgt. Durch einen Steuerschieber werden Zu- und Ablauf des Oeles aus den Zylinderräumen beidseitig des Kolbens geregelt. Durch Drosselung des Oelzulaufs kann die Kolbengeschwindigkeit geregelt werden. Der Wirkungsgrad des Druckölkolbens ist sehr hoch, da nur die Reibung vom Kolben im Zylinder und der Kolbenstange in der Stopfbuchse zu überwinden ist. Da die Bewegung nur langsam vor sich geht, ist sie äußerst geräuscharm. Die ausgeübte Kolbenkraft ist dem Druck und der Kolbenfläche proportional. Je grösser also der Druck wird, desto kleiner wird der Kolbendurchmesser. Der Kolbenhub ist unabhängig vom Druck nur durch den Weg bestimmt. Der grössere Druck bedingt einen kräftigeren Aufbau der Anlage. Die Druckölleitungen selbst erfordern aus Herstellungsgründen eine bestimmte Mindestwandstärke, die bei den hier erforderlichen Lichtweiten Drucke bis zu ~ 150 atü aushalten. Die Zylinderwandungen müssen bei höheren Drücken stärker werden. Wird ein (kreisrunder) Zylinder auf Druck beansprucht, so gilt

$$d_a = d_i \frac{\sigma_{zul} + 0,4p}{\sigma_{zul} - 1,3p}$$

Dabei ist d_a = Aussendurchmesser (mm)

d_i = Innendurchmesser (mm)

σ_{zul} = zulässige Druckspannung = 500 kg/cm^2

p = Innendruck (kg/cm^2).

Mit dem sich aus der Festigkeitsrechnung ergebenden Wandstärken ergeben sich die Gewichte der Arbeitszylinder, die etwa ihren

Dabei ist G = Gewicht der Zylinderwand ohne Böden (kg)

q = Zylinderquerschnitt (cm²)

γ = spez. Gewicht von Stahlguss = 7,86 kg/cm³.

In der folgenden Tabelle (s.S. 49) sind die Zylinderabmessungen für die aufzuwendenden Kolbenkräfte bei 10, 30, 50 und 100 kg/cm² Betriebsdruck mit den dazugehörigen Gewichten aufgetragen. Es sind nur die Anlagen, die grössere Kräfte mit entsprechend grösseren Kolbendurchmessern erfordern, aufgetragen, da bei kleinen Durchmessern die Wandstärken aus Herstellungsrücksichten ein Mindestmass von 8 mm nicht unterschreiten dürfen.

Aus der Tabelle, deren Ergebnis in einem Diagramm ^{s.S. 50} graphisch aufgetragen ist, ersieht man, dass der Betriebsdruck von etwa 60 kg/cm² die leichteste Anlage ergibt.

Es ist nun bei der Festsetzung des endgültigen Betriebsdrucks ein Kompromiss aus den verschiedenen Folgerungen für Druckkölherzeugung und Druckölverbrauch zu finden. Der geringste Betriebsdruck liegt hier bei $p = 50 \text{ kg/cm}^2$, da die Gewichtszunahme der Verbraucher dabei noch gering ist und zugunsten der grösseren Wirtschaftlichkeit der Druckkölherzeugung in Kauf genommen wird. Dieser Betriebsdruck entspricht den auf deutschen U-Booten gemachten Erfahrungen. Die ersten dort gebauten Anlagen waren für höhere Drücke (bis 80 kg/cm²) gebaut. Die zuletzt fertiggestellten Anlagen und Entwürfe aber arbeiteten als Ergebnis einer langen Erprobung und Entwicklung mit einem Betriebsdruck von 50 kg/cm².

Tabelle 6.

Anlage	Hubkraft kg	H.H.B. g/cm ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	A. 3000-3500 cm ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²	Reflexionsk. p. Cylind. ²
Hauptknoten	15.350	45	70	7196	300	388	8	178	63	+ 22
			30	7178	368	470	11	142	50	+ 2
			40	700	400	428	10	148	49	+ 2
			700	394	200	256	12	100	67	+ 10
Tiefenknoten	20.750	47,5	70	2076	614	530	8	13	44	+ 30
			30	307	268	474	10	21	28	+ 1
			40	419	230	292	11	84	28	+ 1
			700	208	132	193	11	68	12	+ 10
Seitenschwächer	17.350	45	70	7196	380	388	8	178	63	+ 22
			30	7178	210	230	8	40	41	+ 30
			40	700	270	280	8	43	40	+ 1
			700	394	120	140	11	64	48	+ 20
Wasserschmelzer	17.300	40	70	7196	470	480	8	26	89	+ 20
			30	7178	272	288	8	74	40	+ 1
			40	700	290	210	10	88	47	+ 1
			700	394	148	180	13	82	84	+ 23

* der Zylinderdurchmesser ist der Grund der Mindeststärken bestimmt

Summe der Reflexionen G. (kg)	Stärke p. Cylind. ²
281	p = 10
180	p = 30
164	p = 50
105	p = 100

$$d_u = a \sqrt{\frac{400 \cdot 4}{300 \cdot 73}} \cdot 102 \text{ d.}$$

$$\text{für } p = 10 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_u = a \sqrt{\frac{500 \cdot 72}{550 \cdot 30}} \cdot 106 \text{ d.}$$

$$\text{für } p = 30 \text{ kg/cm}^2$$

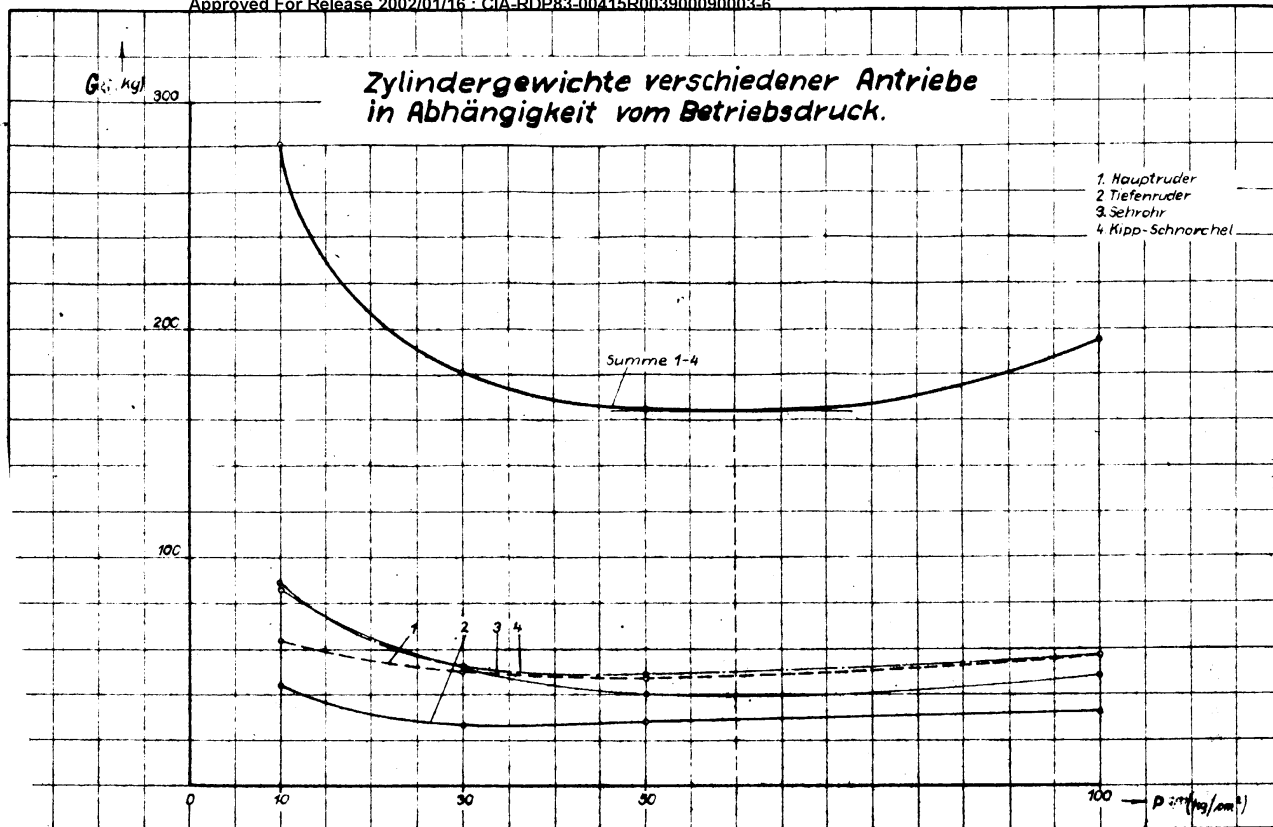
$$d_u = a \sqrt{\frac{500 \cdot 40}{550 \cdot 130}} \cdot 121 \text{ d.}$$

$$\text{für } p = 50 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{für } p = 100 \text{ kg/cm}^2$$

SECRET

CLASS ONI



2) Angaben über die günstigste Oelsorte

Das Öl muss bei guter Schmierfähigkeit eine möglichst niedrige, flache Viskositätskurve aufweisen. Es soll leichtflüssig sein (etwa 3° Engler bei 50° C), was den Vorteil hat, dass eingepresste Luftbläschen rasch wieder ausgeschieden werden (wichtig wegen Gerauscbildung!). Die genaue Angabe der Eigenschaften des bei der deutschen Kriegsmarine verwendeten Drucköles folgt nachstehend:

A. Gütevorschriften

Das Öl soll ein gut raffiniertes Mineralöl sein, frei von korrodierendem Schwefel, Asphalt, Mineralsäuren, Alkalien, Harzen, Fetten, Wasser und mechanischen Verunreinigungen.

Es muss im Reagensglas klar durchscheinend und in Benzin klar und ohne Rückstand löslich sein.

Es darf mit destilliertem Wasser und Seewasser nicht emulgieren.

B. Nenndaten

Leuchtigkeit bei 50° C 2-3 E (12-21,0 ost)

20° C 10-12 E (76-91 ost)

spez. Gewicht bei 20° C $\leq$ 0,910

Flammpunkt (DMM) $\geq$ 180° C

Stockpunkt $\leq$ -40° C

Neutralisationszahl $\leq$ 0,05

Aschgehalt $\leq$ 0,01%

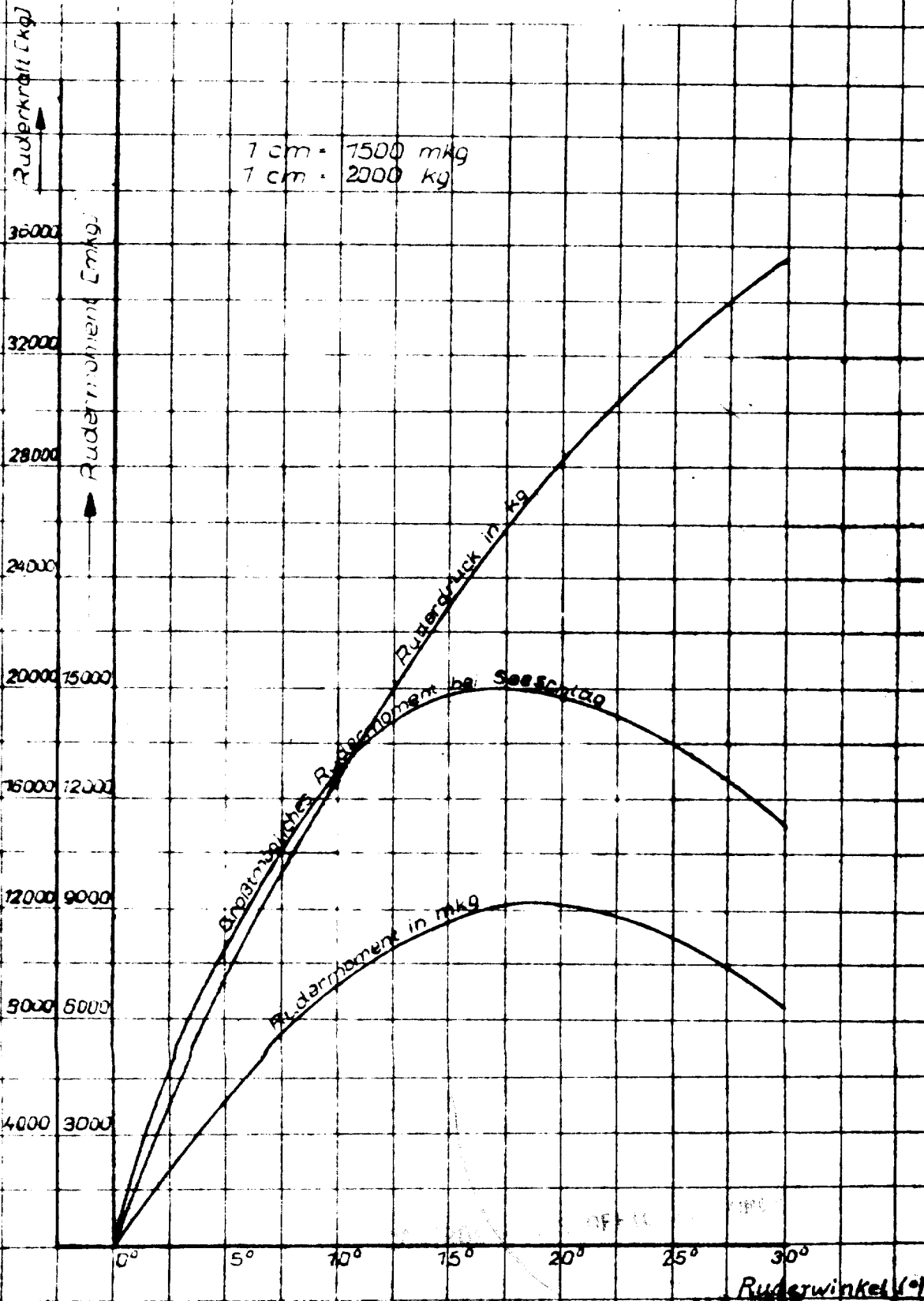
B. Berechnung der Druckölanlage

1) Die Antriebe und deren Ölverbräuche

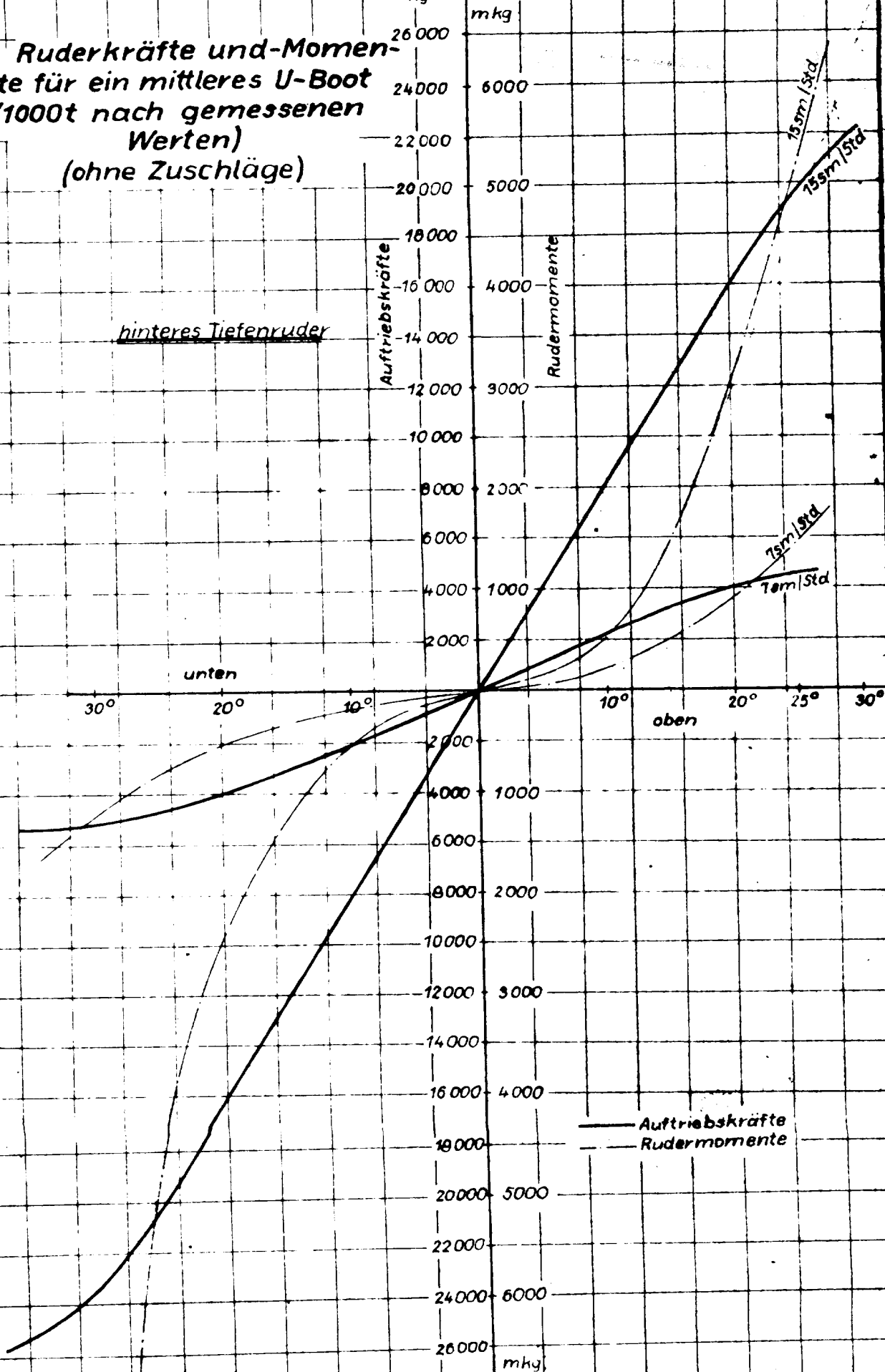
a) Ruderantriebe.

Die Berechnung der Ruderantriebe ist im Teil I, S.7, durchgeführt. Es gelten hier die gleichen Grundlagen. In den Diagrammen Seite 52 a b c sind die Rudermomente in Abhängigkeit von Ruderwinkel aufgezeichnet. Die Kurve für das Seitenruder gilt einschliesslich aller zusätzlichen Kräfte, während die Kurven für die Tiefenruder ohne diese gelten. Bei letzteren muss also noch für Reibung, Staudruck beim Drehen der Ruderblätter, Seeschlag usw. ein Zuschlag zu dem Rudermoment eingesetzt werden, der erfahrungsgemäss 6% beträgt. Als Höchstgeschwindigkeit des Bootes ist für die Seitenruder 20 kn, für die Tiefenruder 15 kn angenommen. Die Kurven lassen erkennen, dass mit grösserem Ruderwinkel die Ruderkräfte und damit die Kolbenkräfte des Druckölkolbens sehr stark ansteigen. Da der Kolben für die höchste Kraft berechnet werden muss, ergibt sich bei kleineren Ruderwinkeln unter Umständen eine grosse überschüssige Kraft und damit eine hohe Beschleunigung; dieses Kräftespiel kann rechnerisch sehr ungenau erfasst werden; es wird daher erforderlich sein, nach Einbau an Bord die Ruderlegegeschwindigkeiten festzustellen und erforderlichenfalls für kleine Ruderwinkel Drossleinrichtungen einzubauen, um den Öldruck zu senken. Diese Senkung könnte durch die Druckölleitungen von der Hauptleitung zum Ruderantrieb und zurück bewirkt werden; ihr Durchmesser müsste so bemessen sein, dass sie den erforderlichen Druckverlust erzeugt. Eine derartige Einrichtung

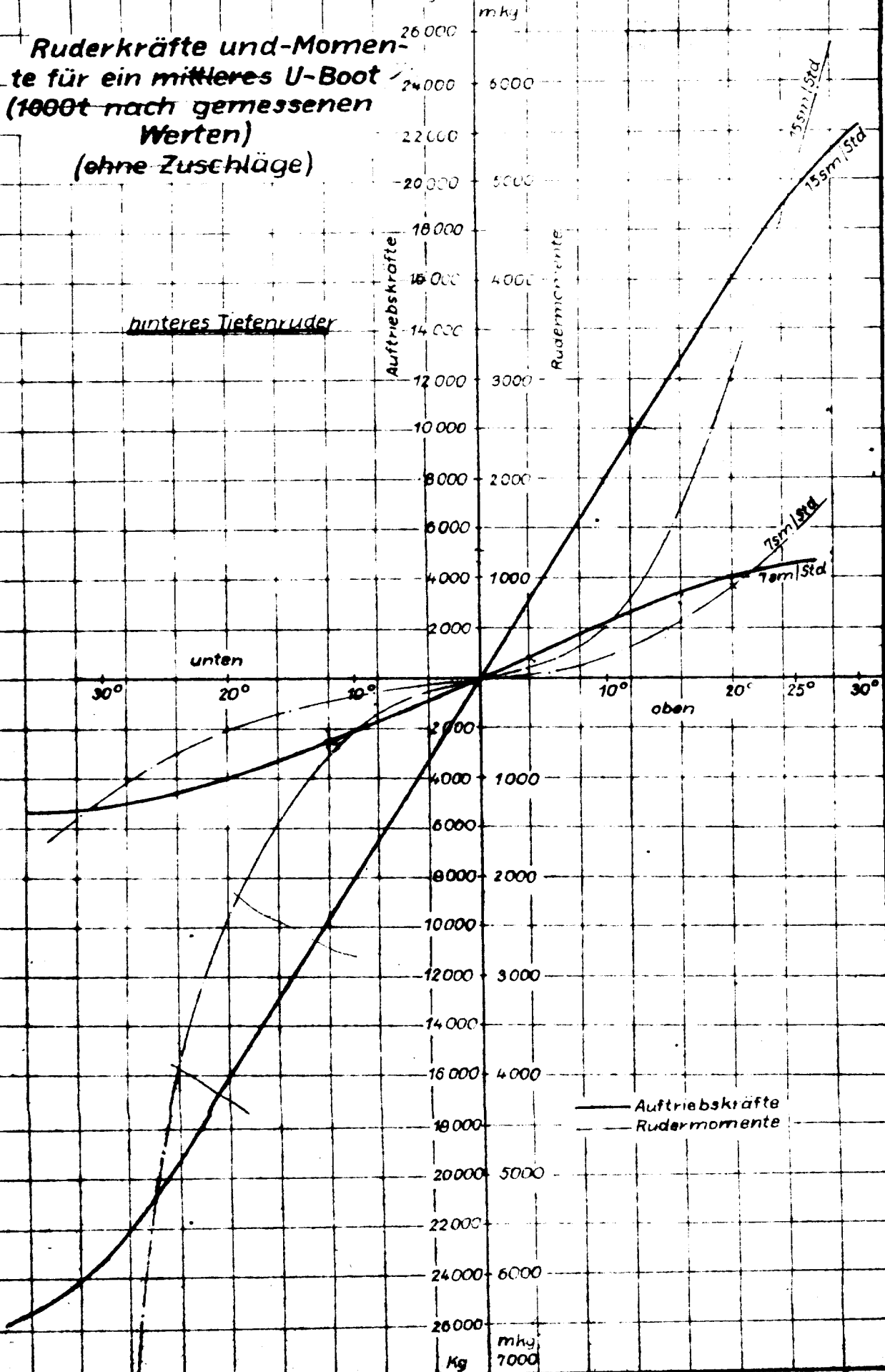
Ruderdrücke und Rudermomente für Seitenruder von 6,0m² und 20kn Geschw. einschließlich Zuschläge



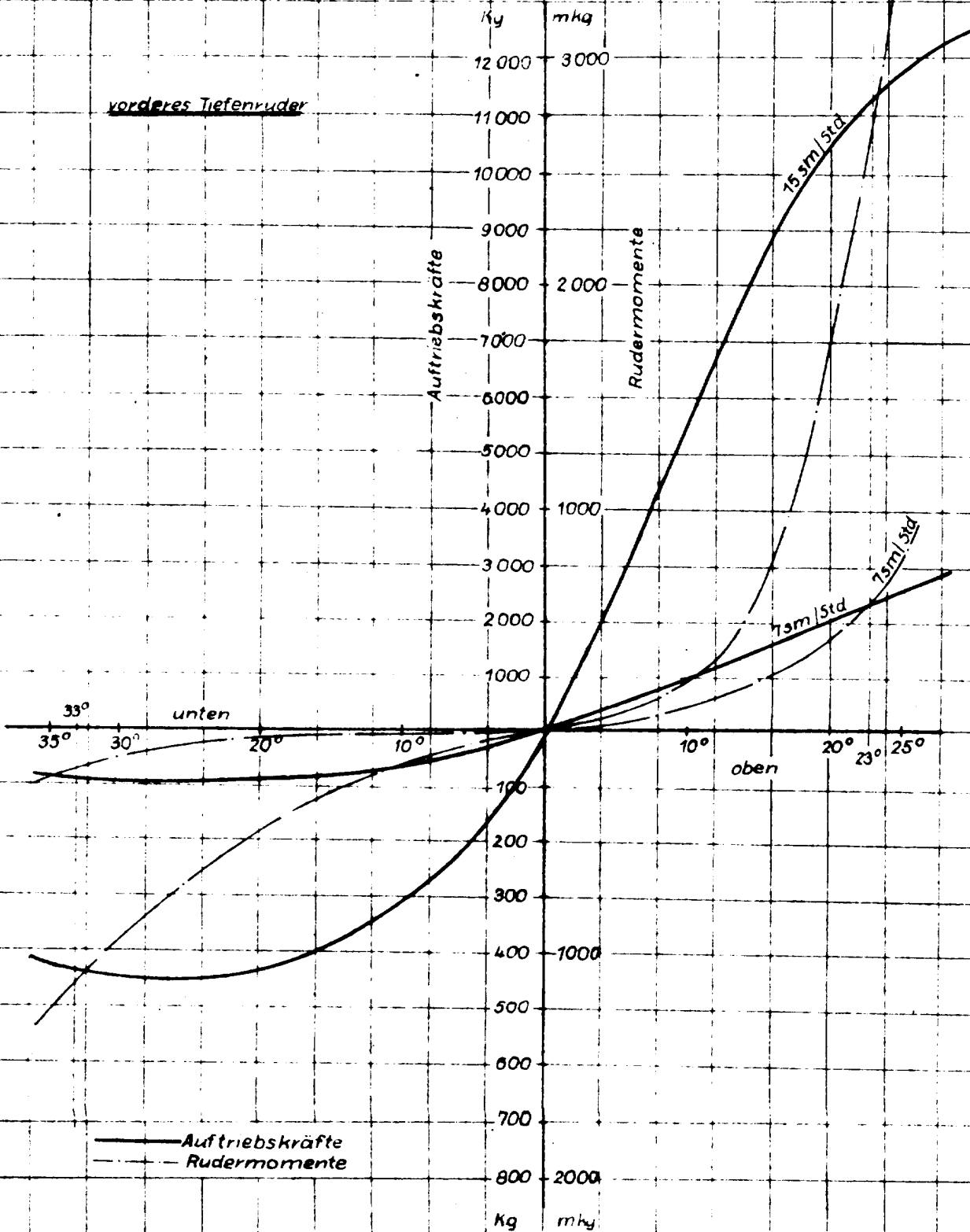
**Ruderkräfte und-Momen-
te für ein mittleres U-Boot
(1000t nach gemessenen
Werten)
(ohne Zuschläge)**



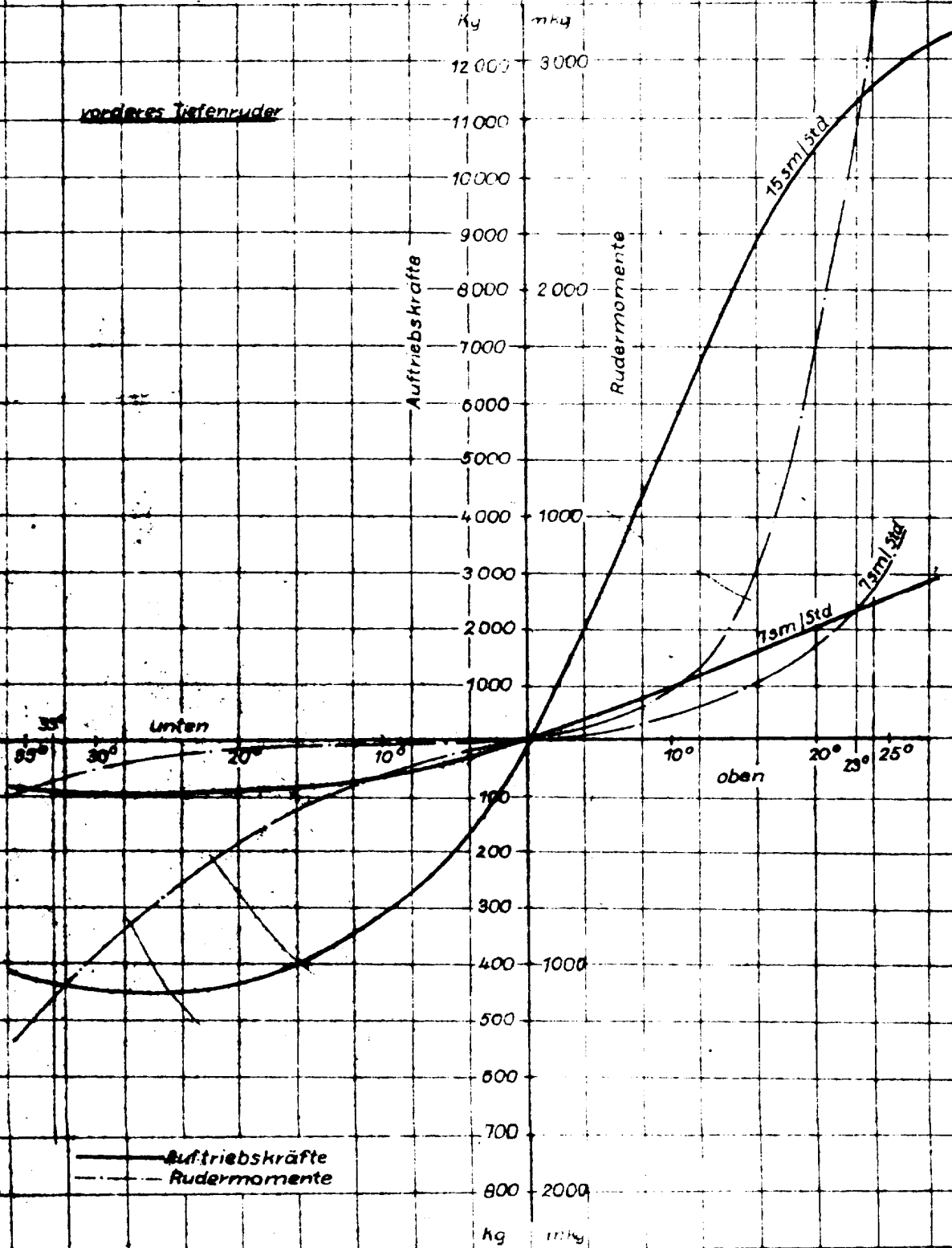
**Ruderkräfte und-Momen-
te für ein mittleres U-Boot
(1000t nach gemessenen
Werten)
(ohne Zuschläge)**



Ruderkräfte und -Momente für ein mittleres U-Boot (1000 t nach gemessenen (ohne Zuschläge) Werten)



Ruderkräfte und -Momente für ein mittleres U-Boot (1000 t nach gemessenen (ohne Zuschläge) Werten)



ist für die Schrohrantriebsanlage vorgesehen, s.S. 90. Während dort jedoch die Druckunterschiede am Anfang und Ende des Pubes verhältnismässig gering sind (s.dazu das Diagramm Nr. 3.79), ergeben sich bei den Ruderantrieben sehr grosse Unterschiede. So beträgt z.B. beim Seitenruder das erforderliche maximale Moment 15 000 mkg, die entsprechende Kolbenkraft

$\frac{15000}{0,15} = 100\ 000$ kg, während das Moment bei der gleichen Bootsgeschwindigkeit bei etwa 1° Ruderwinkel, also kurz nach Nulllage, 2100 mkg, die entsprechende Kolbenkraft

$$\frac{2100}{0,45} = 4660 \text{ kg beträgt.}$$

Bei Oeldruck auf die Kolbenoberseite müsste also der Druck beim Beginn des Ruderlegens in der oben erwähnten Spezialrohrleitung um

$$\frac{100\ 000 - 4660}{\text{Kolbenfläche}} = 40,5 \text{ kg/cm}^2$$

vermindert werden.

Noch krasser liegen die Verhältnisse bei dem Tiefenruder, wo sich folgende Werte ergeben (Beispiel hinteres Tiefenruder):
Erforderliche Kolbenkraft bei 2° Ruderwinkel unten und 15 km Bootsgeschwindigkeit: (aus Diagramm Nr. S.52b) auszüglich 6% für Reibung usw.

$$\frac{51 \cdot 1,06}{0,45} \text{ (s.S.9)} = 120 \text{ kg}$$

desgleichen bei 28° Ruderwinkel:

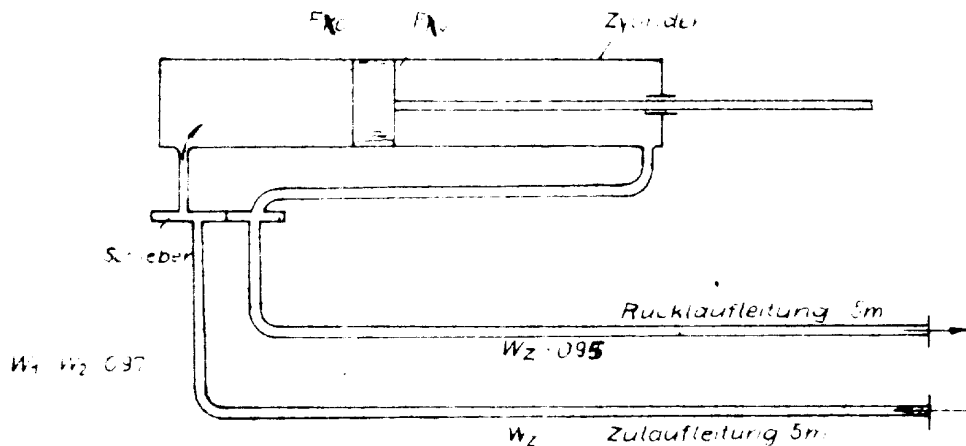
$$\frac{8000 \cdot 1,06}{0,45} = 18\ 900 \text{ kg.}$$

Hieraus wird mit der Kolbenfläche von 415 cm² (s.Tabelle 3, S.19) der erforderliche Druckverlust in der Spezialrohrleitung:

$$\frac{18900 - 120}{415} = 45,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Im folgenden wird für den Fall des hinteren Tiefenruders diese spezielle Rohrleitung probeweise berechnet. (Berechnungsmethode siehe S. 90).

Annahme: Rohrdurchmesser $d_1 = 17 \text{ mm}$, $F_1 = 2,27 \text{ cm}^2$



Für die Ölgeschwindigkeit gilt:

w_R = Geschwindigkeit in der Rücklaufleitung

w_Z = " " " " Zulaufleitung

$w_R = F_R / F_0 \cdot w_Z$, wo F_R = Kolbenflächenunterseite

F_0 = Kolbenflächenoberseite ist.

$$w_R = 381/415 \cdot w_1 = 0,919 \cdot w_1$$

$$w_1 = \frac{w_R + w_Z}{2}, \text{ da Zu- und Rücklaufleitung gleich lang sind.}$$

$$w_1 = \frac{0,919 \cdot w_1 + w_Z}{2} = 0,97 \cdot w_Z$$

$$\text{Dann ist } p = \frac{0,97^2 \cdot w_Z^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g \cdot 10} \left[(1 - 1/\alpha)^2 + \lambda \cdot 1/d_1 + \left\{ 2^{+1} \right\} \right] \text{ (m)}$$

Bedeutung der einzelnen Buchstaben und Zahlenwerte siehe ^{auch} S. 90.

$$\text{Damit wird: } p = \frac{0,97^2 \cdot w_Z^2 \cdot 0,92}{20 \cdot 9,81} (0,37 + 0,023 \cdot 10000/17 + 2,4)$$

$$= w_Z^2 \cdot 0,07$$

$$w_Z = \sqrt{p \cdot 14,3}$$

Der Druck in der Flasche beträgt 50 at. Das Öl durchströmt bis zum Abzweig der Leitung zum hinteren Tiefenruder mehrere Widerstände: (siehe Schema S. 25 und 30)

- a) 1 Absperrventil
- b) 1 Schottventil
- c) 3 Verengungen (allmählich)
- d) Rohrleitung, Länge: 2m, 50 ø
3m, 40 ø
25m, 30 ø

Da anzunehmen ist, dass in den einzelnen Leitungen gleiche Geschwindigkeiten herrschen, weil die anderen angeschlossenen Verbraucher gleichzeitig arbeiten, wird ein w' von 3 m/sec für alle Leitungen angenommen.

Es ist der Druckverlust in dieser Leitung:

$$\Delta p' = w^2/2g \cdot r/10 \left[\zeta_1' + \zeta_2' + \lambda (1'/d' + 1''/d'' + 1'''/d''') \right]$$

hierin ist: γ = spez. Gewicht Drucköl = 0,92 kg/cm³

$$\xi_1 = \text{Widerstandsbeiwert der beiden Ventile} = 1,2$$
 $\xi_2 = \dots = \text{drei Verzweigungen} = 0,1$

$\lambda =$ " " Rohrleitungen = 0,023

$$l' = 2000 \text{ mm}; \quad d' = 50 \text{ mm}$$
$$l'' = 3000 \text{ mm}; d'' = 40 \text{ mm}$$
$$l''' = 25000 \text{ mm}; d''' = 30 \text{ mm}$$

$$\Delta p' = 0,954 \text{ kg/cm}^2 = \text{otwa } 1 \text{ kg/cm}^2$$

Es ergibt sich somit ein Betriebsdruck p von $50-1 = 49 \text{ kg/cm}^2$ am Beginn der Spezialrohrleitung. Kolbenkraft

$$P = 415 \cdot 49 = 20400 \text{ kg.}$$

Notwendig sind aber am Ende des Hubes nur 8500/0,45=18900 kg.

Der entsprechende Druck beträgt: $p_0 = 18900/415 = 45,5 \text{ kg/cm}^2$, so dass am Ende des Hubes ein Druckverlust vorhanden sein muss von $\Delta p_0 = 49 - 45,5 = 3,5 \text{ kg/cm}^2$.

Die entsprechende Oelgeschwindigkeit am Hubende in der Rohrleitung ist dann

$$w_{01} = 0,97 \cdot \sqrt{3,5 \cdot 14,3} = 6,8 \text{ m/sec}$$

$$v_1 = \text{Kolbengeschwindigkeit} = 6,8 \cdot 2,27/415 = 3,72 \text{ m/sec}$$

Die erforderlichen Δp -Werte errechnen sich aus dem Unterschied der Kolbenkräfte zusätzlich dem Δp_0 am Ende des Hubes.

In der folgenden Tabelle 7 ist die Berechnung für die einzelnen Hubabschnitte für eine Bootsgeschwindigkeit von 15 kn und Ruderlegen nach unten durchgeführt.

Es ist M_R = Rudermoment, aus Diagramm S.52b,

α = Ruderwinkel

Q_s = erforderliche Kolbenkraft = $M_R \cdot 1,06/0,45$

$Q = Q_{s \text{ max}} - Q(\alpha)$

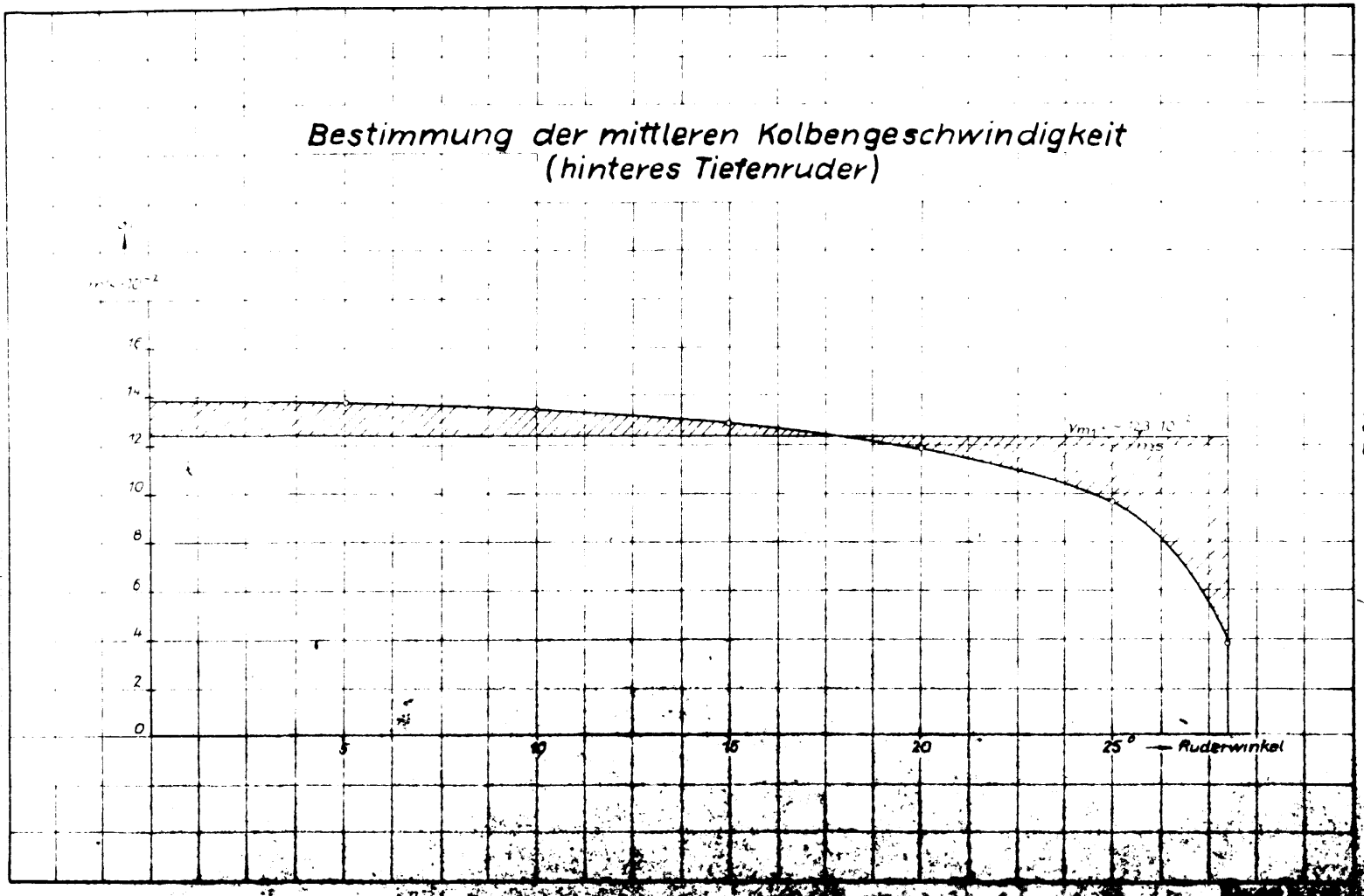
w_1 = Oelgeschwindigkeit in der Spezialrohrleitung = $0,97 \cdot \sqrt{p \cdot 14,3}$

F_0 = Kolbenfläche-Oberseite = 415 cm^2

α	M_R	Q_s	ΔQ	$\Delta Q/F_0$	Δp	w_1	v_1	
°	mkp	kg	kg	kg/cm ²	kg/cm ²	m/sec	m/sec	
0	0	0	18900	45,5	49,0	25,4	13,8	10^{-2}
5	250	590	18310	44,0	47,5	25,1	13,7	"
10	525	1235	17665	42,5	46,0	24,6	13,4	"
15	1250	2950	15950	38,4	41,9	23,5	12,8	"
20	2400	5650	13250	31,9	35,4	21,6	11,8	"
25	4500	10600	8300	20,0	23,5	17,6	9,6	"
28	8000	18900	0	0	3,5	6,8	3,8	"

Tabelle 7

*Bestimmung der mittleren Kolbengeschwindigkeit
(hinteres Tiefenruder)*



Die Werte für v_1 sind im Diagramm 5.56 aufgetragen. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit v_{m1} wurde daraus zu $12,3 \cdot 10^{-2}$ m/sec ermittelt.

Erforderlich ist jedoch nur eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von $v_{m2} = 1,85 \cdot 10^{-2}$ m/sec, entsprechend einer Zeit für das Ruderlegen von Hart zu Hart (56°) in 23 Sekunden. Mit dem Verhältniswert $v_{m2}/v_{m1} = 1,85/12,3 = 0,15$ ist dann gemäss den Ausführungen auf Seite 94 die weitere Berechnung des Durchmessers d_2 durchgeführt. Danach ist:

$$v_1 = F_1/F_0 \cdot w_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4 F_0} \quad \text{(Uebersetzung 1:4 fällt hier fort)}$$

$$w_1 = \frac{v_1 \cdot 4 \cdot F_0}{d_1^2 \cdot \pi}, \text{ und entsprechend}$$

$$w_2 = \frac{v_2 \cdot 4 \cdot F_0}{d_2^2 \cdot \pi}$$

$$v_2 = v_1 \cdot v_{m2}/v_{m1}$$

dann gilt:

$$\Delta p \cdot \frac{f}{10} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \left\{ \dots \right\} = \frac{f}{20g} \cdot \frac{v_2^2 \cdot 16 \cdot F_0^2}{\pi^2 \cdot d_2^4} \cdot \left\{ \dots \right\}$$

Mit dem neu zu errechnenden Durchmesser d_2 ist dann:

$$\Delta p \cdot \frac{f \cdot F_0^2 \cdot 16 \cdot v_1^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2}{20g \cdot \pi^2 \cdot d_2^4} \left\{ \left[\left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)^2 + f_L + 1 \right] + 2 \frac{f}{d_1} \right\}$$

$$\text{daraus: } d_2^4 = \frac{f \cdot F_0^2 \cdot 16 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2 \cdot v_1^2}{20g \cdot \pi^2 \cdot \Delta p} \left\{ \dots \right\}$$

Der wert $v_1^2 / \Delta p$ wird in der folgenden Tabelle ^{Nr 8} errechnet:

Tabelle 8

s	v_1	v_1^2	$v_1^2 / \Delta p$
o	m/s	m ² /s ²	
0	$13,8 \cdot 10^{-2}$	$190 \cdot 10^{-4}$	$3,87 \cdot 10^{-4}$
5	13,7. "	188. "	3,95. "
10	13,4. "	180. "	3,91. "
15	12,8. "	154. "	3,68. "
20	11,8. "	140. "	3,95. "
25	9,6. "	92. "	3,91. "
28	3,8. "	14,5 "	4,14. "

} $3,92 \cdot 10^{-4}$

Gemäss Seite 95 ist:

$$d_2 = \sqrt[5]{0_1 \cdot d_2 + 0_2}$$

$$0_1 = \frac{0,92 \cdot 415^2 \cdot (1,15/12,1)^2 \cdot 16}{209 \cdot \pi^2} \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} (0,37 + 2,4)$$

$$= 81,5 \cdot v_1^2 / \Delta p$$

$$0_2 = 29,6 \cdot 0,023 \cdot 1000 \cdot v_1^2 / \Delta p = 680 \cdot v_1^2 / \Delta p$$

Mit dem aus der obigen Tabelle ermittelten Wert von $v_1^2 / \Delta p = 3,92 \cdot 10^{-4}$ wird:

$$0_1 = 0,032$$

$$0_2 = 0,267$$

daraus:

$$d_2 = 7,8 \text{ mm Durchmesser der Spezialrohrleitung.}$$

$$F_2 = 0,478 \text{ cm}^2 \text{ Querschnitt der " "}$$

Damit wird die Velgeschwindigkeit $w_2 = F_0 \cdot v_2 / F_2$

in folgender Tabelle sind die Werte für w_2 ausgerechnet:

Tabelle 9.

s	v_2	w_2
0	m/sec	m/sec
0	$2,08 \cdot 10^{-2}$	18,0
5	2,06. "	17,8
10	2,02. "	17,5
15	1,92. "	16,8
20	1,77. "	15,3
25	1,44. "	12,5
28	0,70. "	4,85

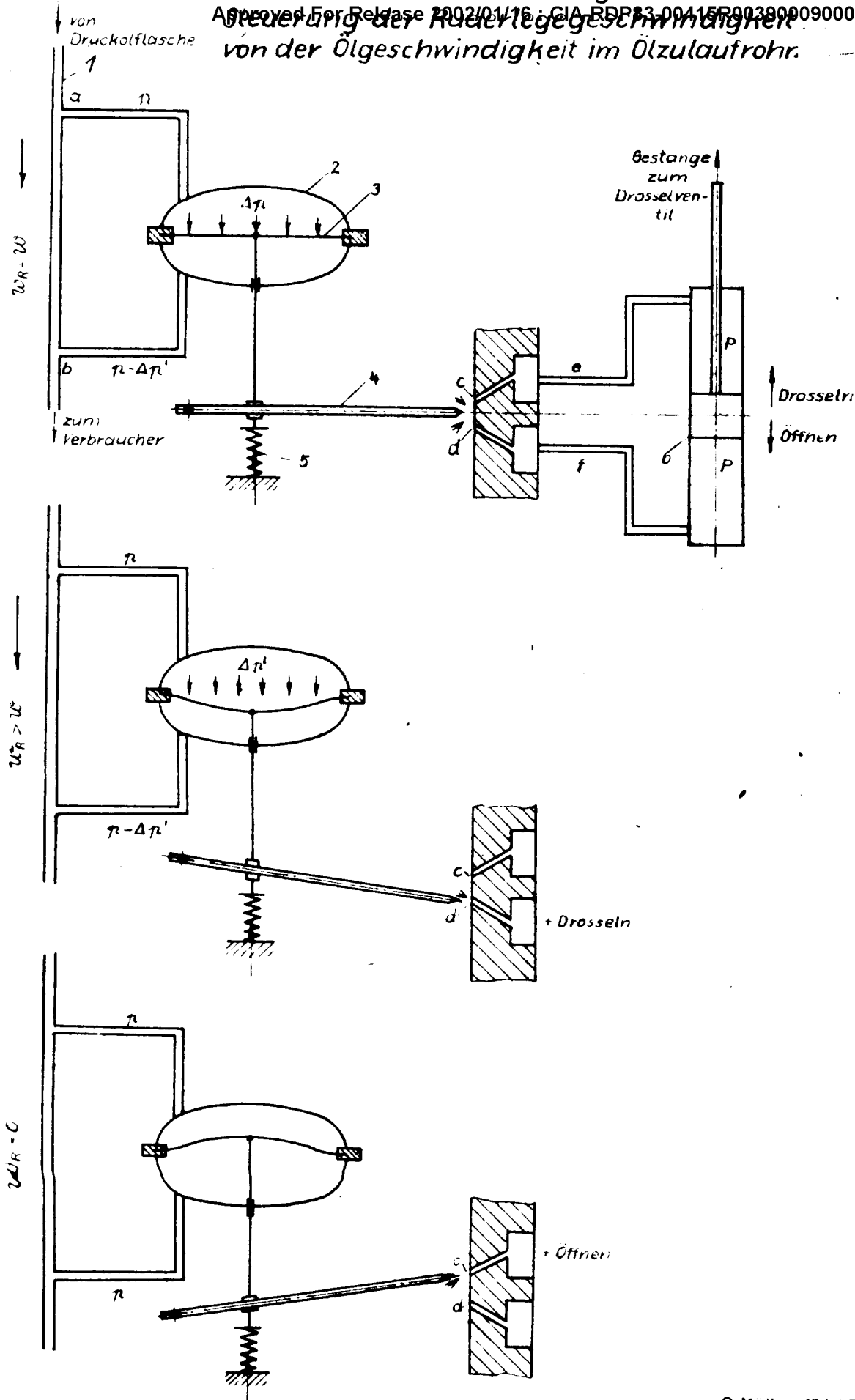
es zeigt sich, dass die Oelgeschwindigkeiten verhältnismässig hoch liegen, wie das eingangs schon erwartet wurde, da der zu erzeugende Druckverlust zu hoch ist. Geräuschbildung wird daher begünstigt. Trotz ihrer Einfachheit werden daher für die 3 Ruderantriebe erforderlichenfalls diese Spezialrohrleitungen nicht zweckmässig sein, sondern eher eine Drosselregelung.

Diese Regelung wird durch ein Drosselventil bewerkstelligt, das Ventil wird durch die Geschwindigkeit des Drucköls in der Zulaufleitung zum Kolben gesteuert; als Regler wird der bekannte Askania-Strahlrohrregler für am geeignetsten gehalten. (Siehe auch Berichte Dipl.-Ing.v.Manteuffel KR-81 bis 88)

Die Regeleinrichtung arbeitet folgendermassen:

Siehe Schema Seite 59a. Das Oelzulaufrohr (1) wird an zwei Stellen a und b angezapft. Die Anzapfungen führen zu einer Druckdose (2), deren Inneres durch eine Membran (3) in zwei Räume geteilt ist, deren einer mit a und deren anderer mit b verbunden ist. Strömt

Schematische Darstellung der
Steuerung der Ruherlegeschwindigkeit
von der Ölgeschwindigkeit im Ölzulaufrohr.

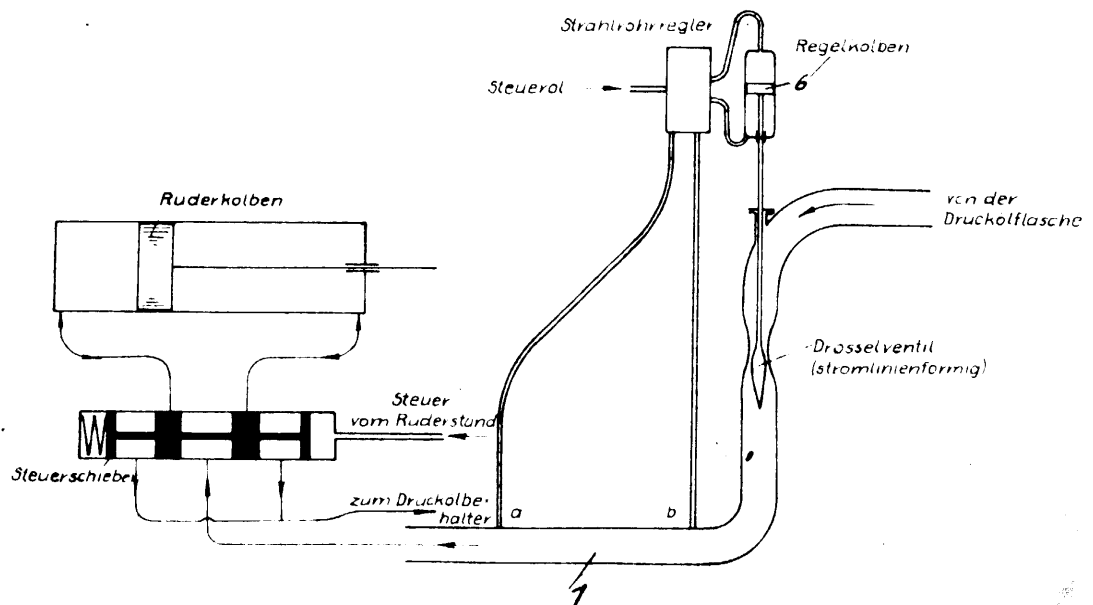


R. Müller 19.4.47

- 60 -

nun durch das Oelzulaufrohr (1) Oel, so findet ein Druckabfall von a nach b statt, so dass sich die Membrane unter der Wirkung des Druckunterschiedes beider Seiten durchbiegt. Diese Durchbiegung beträgt 0,35 mm maximal nach jeder Seite. Bei einer Durchbiegung von bereits 0,025 mm beginnt die Regelung. In der Mitte der Membrane ist ein Druckstift befestigt, der sich entsprechend der Durchbiegung hin- und zurückbewegt und somit auf das Strahlrohr (4) einwirkt. Als Gegenkraft wirkt eine Feder (5). Dem Strahlrohr wird durch eine hohle Achse Drucköl zugeführt, das bei Mittellage des Strahlrohres gegen die Mitte der beiden Öffnungen c und d vom lichten Strahlrohrdurchmesser trifft. Die Öffnungen sind durch Rohre e und f mit den beiden Zylinderräumen des Reglerkolbens (6) verbunden. Fliesst kein Oel durch die Leitungen, so ist der Druck in a und b der gleiche, das Strahlrohr ist durch den Druckstift der Membrane zur Öffnung c abgelenkt, so dass dort ein grösserer Druck als in d herrscht, der sich auf die Kolbenunterseite (Kolbenstangenseite) fortpflanzt und somit den Reglerkolben verschiebt (in dem Schema nach unten) und damit das Drosselventil der Druckölsulaufleitung (1) öffnet. Wird nun der Steuerschieber (7), siehe Schema Seite 60α des Ruderantriebes geöffnet, so fliesst Oel durch die Leitung (1), so dass der Druck in b gegenüber dem in a abfällt. Die Membrane biegt sich durch und bringt die Öffnung des Strahlrohres vor die Öffnung d ; der Reglerkolben verschiebt sich und steuert somit das Drosselventil, das den Oeldruck soweit absenkt, bis die Oelgeschwindigkeit im Rohr den Sollwert erreicht. Dann geht das Strahlrohr (4) in die Mittellage. Jede Geschwindigkeitsänderung im Zulaufrohr bewirkt einen Impuls auf das Strahlrohr und damit auf das Drosselventil. Die Regelung ist äusserst empfindlich und spricht schon

Schema der Regeleinrichtung.



auf kleinste Druckunterschiede an. Bei der Fahrtmessanlage, wo ebenfalls eine Druckdifferenz (Staudruck minus statischer Druck) gemessen wird, die dann über Hebel und Kurvenscheibe als Fahrt durchs Wasser abgelesen wird, hat sich die Askania Fahrtmessanlage mit Strahlrohr an Bord zahlreicher Schiffe aufs beste bewährt.

Das Regelventil ist strömninggerecht gebaut, damit auch bei grösseren Oelgeschwindigkeiten keine Zischgeräusche an scharfen Kanten oder durch Strahlablösung (Unterdruck) entstehen.

Die Drosselung muss dem Verlauf der jeweiligen Ruderkraftkurve entsprechen, d.h. es muss in jeder Lage des Ventils die Druckminderung so gross sein, dass der restliche Druck hinter dem Drosselventil der vorhandenen Ruderkraft entspricht. Proportional zu dem am Ruderschaft wirkenden Drehmoment ist die überschüssige Beschleunigungskraft und damit die Kolbengeschwindigkeit. man muss also eine mittlere Kolbengeschwindigkeit und damit eine mittlere Zeit zum Ruderlegen festsetzen: Abweichungen hiervon, verursacht durch abweichende Ruderkraft, müssen dann durch das gesteuerte Drosselventil geregelt werden.

Als normale mittlere Geschwindigkeit wird üblicherweise eingesetzt:

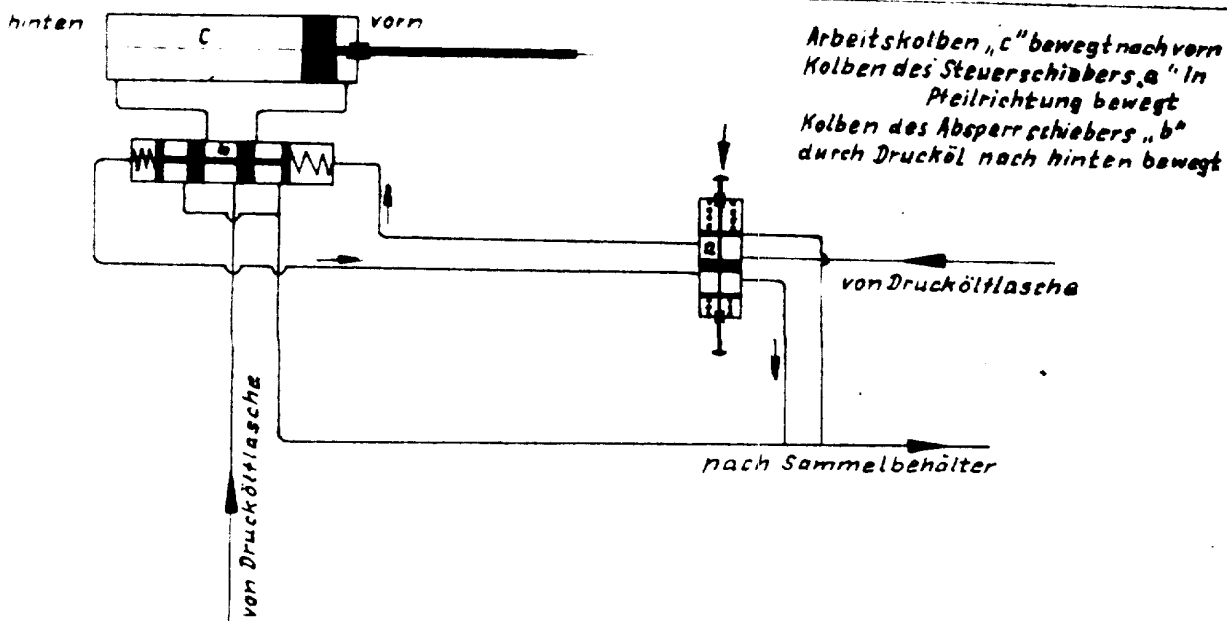
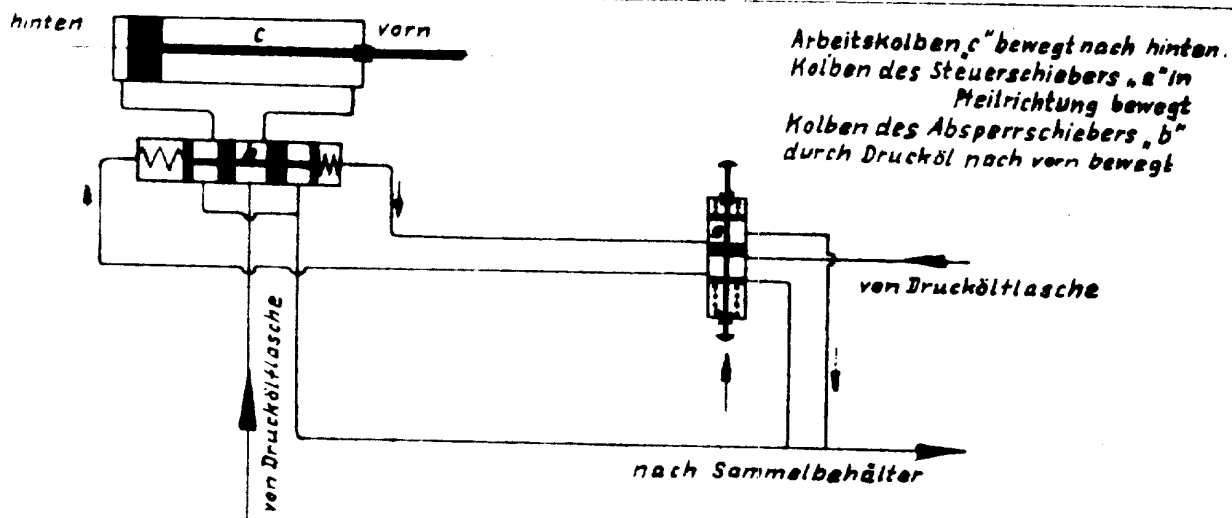
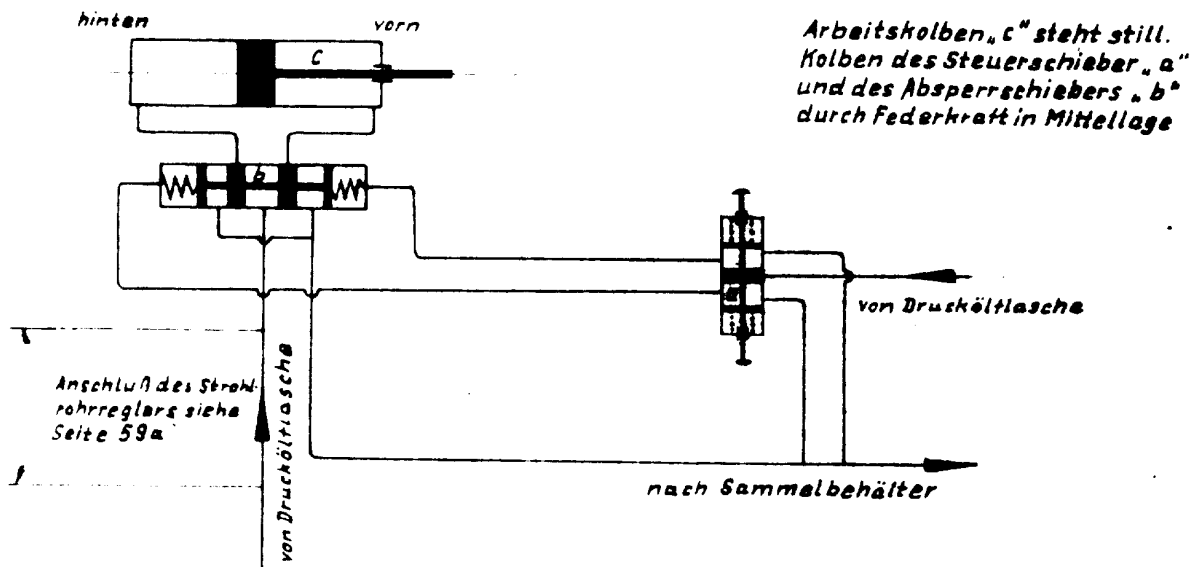
Seitenruder: 60° in 28 Sekunden

d.h. Kolbengeschwindigkeit $w_1 = 45:28 = 1,6 \text{ cm/sec}$,
wenn der Kolbenhub 45 cm beträgt.

Tiefenruder: 56° in 23 Sekunden

d.h. Kolbengeschwindigkeit $w_2 = 42,5:23 = 1,85 \text{ cm/sec}$,
wenn der Kolbenhub 42,5 cm beträgt.

Kinematisches Schema siehe Seite 61a.



1. Regelung des Seitenruderantriebes

Auf dem Wege von der Abzweigstelle der Hauptleitung zum Seitenruderantrieb durchströmt das Öl mehrere Widerstände, die bei der konstant gehaltenen Kolbengeschwindigkeit von 1,6 cm/sec (siehe S. 61) konstant sind, und zwar

I. den Steuerschieber

II. Eintritt in den Zylinder.

Zu I. nach "Mütte", 26. Auflage, S. 391, ergibt sich für vorliegender Fall (Reynold'sche Zahl = $0,9 \cdot 10^3$) ein Widerstandsbeiwert $\zeta_3 = 0,95$.

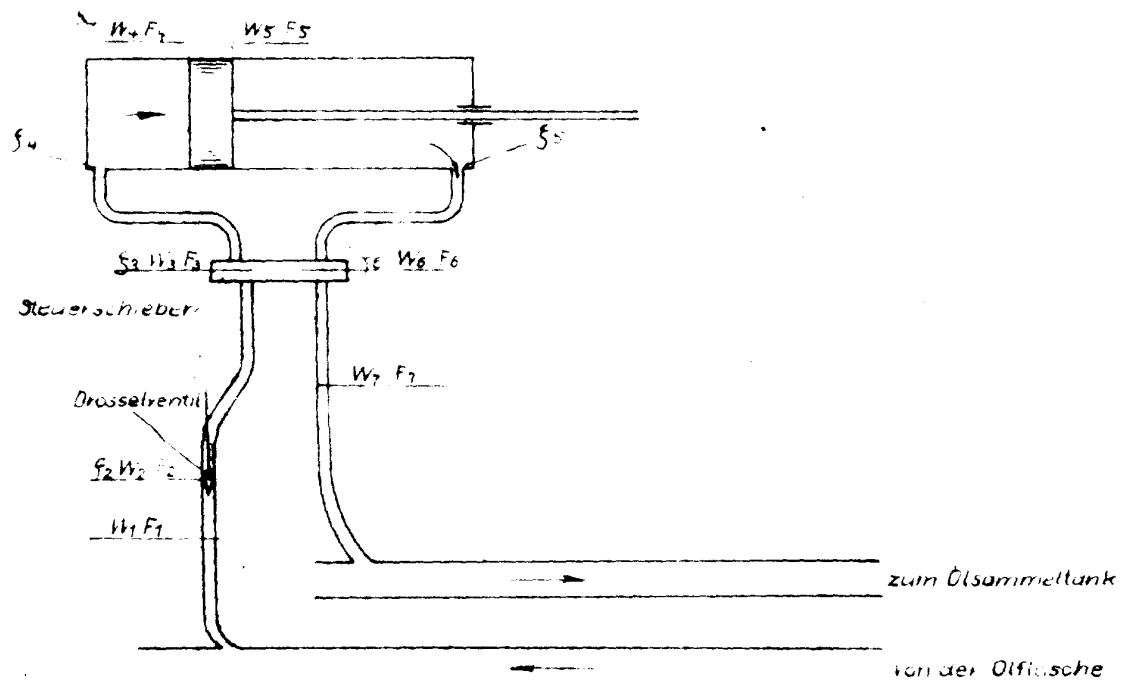
Zu II. Beim Eintritt in den Zylinder sind die Kanten gut gerundet anzunehmen. Es kommt Erweiterung und Ablenkung des Ölstromes in Betracht. Für Erweiterung gilt:

$$\zeta = 1 - (F_1/F_4)^2, \text{ bezogen auf } w_1$$

$$= 1 - (4,91/707)^2 = \sim 1. \text{ Für Ablenkung gilt:}$$

$$\zeta = 0,54. \text{ Dann ist:}$$

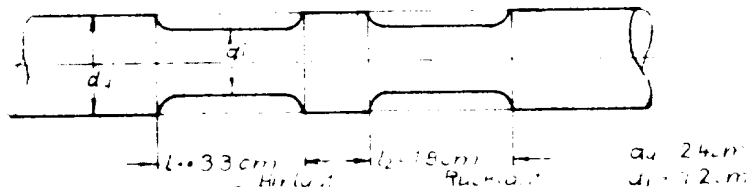
$$\zeta_4 = 1,54$$



Der Gesamtwiderstand ergibt sich dann zu:

$$p_{w1} = \frac{w_3^2}{2g} \zeta_3 + \frac{w_1^2}{2g} \cdot \zeta_4$$

Es ist: $w_3 = w_4 \cdot \frac{F_4}{F_3} = 1,6 \cdot \frac{707}{3,96} = 286 \text{ cm/sec}$



wo $F_4 = 707 \text{ cm}^2$ ($d_4 = 30 \text{ cm}$)

und $F_3 = (d_2^2 - d_1^2) \cdot l_1$
 $= 1,2 \cdot 3,3 = 3,96 \text{ cm}^2$

und $w_4 = 1,6 \text{ cm/sec.}$

$w_1 = w_4 \cdot \frac{F_4}{F_1} = 1,6 \cdot \frac{707}{4,91} = 230 \text{ cm/sec}$

wo $F_1 = 4,91 \text{ cm}^2$ ($d_2 = 2,5 \text{ cm}$)

Dann ergibt sich:

$$p_{w1} = \frac{1}{19,62} (8,2 \cdot 0,95 + 5,3 \cdot 1,54) \text{ (m)}$$

$$= \frac{1}{19,62} (7,8 + 8,2) = \frac{16,0}{19,62} = 0,81 \text{ m WS}$$

oder mit $\gamma = 0,92 \text{ kg/dm}^3$: $p_{w1} = \frac{0,81 \cdot 10}{10} = 0,075 \sim 0,1 \text{ kg/cm}^2$

Für das grösste Rudermoment ist die erforderliche Kraft am Kolben:

$$P = P_R + P_W$$

Hierin ist:

P_K = Kraft am Kolben, herrührend vom Auerdruck

" Widerstand in der
Oelrücklaufleitung
bis zur Hauptrück-
laufleitung

$$P_R = \frac{M_{R_{\max}}}{\Delta} = \frac{15000}{0,45} = 33\,300 \text{ kg}$$

$P_w = P_{w2} \cdot \eta$, wo P_{w2} der Druckverlust in der Rohrleitung einschliesslich Armaturen ist (siehe Skizze Seite 62)

$$p_{w2} = \frac{h_{w2} \cdot \gamma}{1000} \quad (h_{w2} \text{ in cm})$$

$$h_{w2} = \int 5 \cdot \frac{w_7^2}{2g} + \int 6 \cdot \frac{w_6^2}{2g}$$

$\int 5 = 0,6$ bezogen auf w_7
 $\int 6 = 0,95$ (siehe Seite 62)

$$w_7 = \frac{w_{5.5}}{r_7} = \frac{1,6687}{4,91} = 227 \text{ cm/sec}$$

$$r_6 = (d_2 - d_1) \cdot l_2 = 1,2 \cdot 1,8 = 2,16 \text{ cm}^2$$

(siehe Skizze Seite 63)

$$w_6 = \frac{1,6.687}{2,16} = 510 \text{ cm/sec}$$

$$h_{w2} = 1/1962 \cdot (0,6 \cdot 224^2 + 0,95 \cdot 510^2) = 142 \text{ cm}$$

$$p_{w2} = 142.0,92/1000 = 0,13 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_1 = 0,13.687 = 90 \text{ kg}$$

Dann ist $P = 33\,390 \text{ kg}$

3.1 Druck auf Kolbenunterseite ist: erforderlicher Druck auf Kolben

$$p_{k_{max}} = P/F_5 = 33\,390/687 = 48,5 \text{ kg/cm}^2$$

Der noch verbleibende erforderliche Differenzdruck beträgt:

$$p = p_a - p_{\text{max}} - p_{w1} = 49 - 48,5 - 0,1 = 0,4 \text{ kg/cm}^2$$

Dieser Druck ist beim höchsten Rudermoment in dem gesteuerten

Das Ventil zu vernichten, während die untere Grenze, d.h. für

Ruderwinkel 0° , bei geschlossenem Regelventil liegt.

2. Regelung der Tiefenruderantriebe

Es gelten praktisch die gleichen Widerstandswerte wie beim Seitenruder, da verhältnismäßige Armaturen und etwa gleiche Rohrlängen anzunehmen sind. Die Rechnung wird in gleicher Weise wie beim Seitenruder durchgeführt. Werte sind in folgender Tabelle ¹⁰ eingetragen:

Tabelle 10

		Hinteres Tiefenruder	Vorderes Tiefenruder
$M_{R_{max}}$	mkg	8500	2900
P_R	kg	18900	6450
P_W	kg	90	90
P	kg	18990	6540
F_5	cm ²	395	395
$P_{R_{max}}$	kg/cm ²	48,0	16,6
P	kg/cm ²	0,9	32,3

Beim Ruderbetrieb mit kleinen Ruderkräften also bei geringen Bootsgeschwindigkeiten (Schleichfahrt) und kleinen Ruderwinkeln wird, wie vorher schon erwähnt, die erforderliche Kolbenkraft verhältnismäßig gering. Eine gewisse Regelung tritt aber schon dadurch ein, dass ein Teil der Kolbenkraft zum Beschleunigen der Massen benötigt wird; ferner tritt der Staudruck bei der Drehung

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6
 des Ruderblattes durch das Wasser auf, der mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit zunimmt.

Zur Beschleunigungskraft:

Zu beschleunigen sind:

a) die hin- und hergehenden Massen

der Kolben

des Gestänge

des Oel im Kolben und Rohrleitungen

b) die drehenden Massen

das Ruderblatt

die davorliegende Wassermasse in einer angenommenen Schicht-
 dicke von 1 m

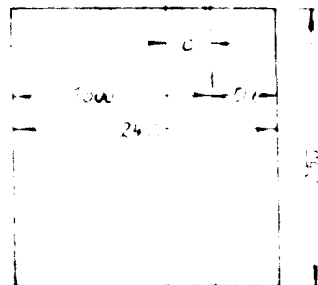
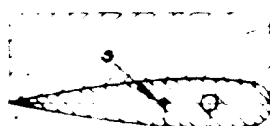
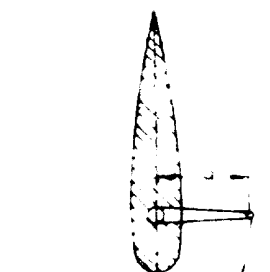
Zu a) Gewicht des Kolbens: $G_1 = 0,3^2 \cdot \pi/4 \cdot 0,15 \cdot 7800 = 83 \text{ kg}$

" " Gestanges: (7 cm ϕ , 3 m lang)

$$G_2 = 0,07^2 \cdot \pi/4 \cdot 3 \cdot 7800 = 90 \text{ kg}$$

" " Oeles: $G_3 = \pi/4 \cdot (0,3^2 \cdot 0,45 + 0,025^2 \cdot 60) \cdot 900 = 59 \text{ kg}$

Zu b)



Gewicht des Ruders = 2000 kg

" der Wassermasse 6000 kg

Es sei I=Trägheitsmoment des Ruders einschliesslich der Wassermasse.

ξ = Winkelbeschleunigung

a = Hebelarm der Kraft = 0,45 m.

Dann ist $I = 1/12 \cdot G/g \cdot 2,4^2 + G/g \cdot a^2$

$$I = 8000/9,81 \cdot \left(\frac{2,4^2}{12} + 0,09 \right) = 465 \text{ (mkg} \cdot \text{sec}^2)$$

Es ist gesamte Beschleunigungskraft $R = R_1 + R_2$

$$R_1 = (G_1 + G_2 + G_3) \cdot b_1 / g$$

$$b_1 = R_1 \cdot \frac{9,81}{83+90+55} = R_1 \cdot 0,043$$

ferner ist $R_2 \cdot a = I \cdot \varepsilon$; $\varepsilon = b_2 / a$

$$R_2 \cdot a^2 = I \cdot b_2$$

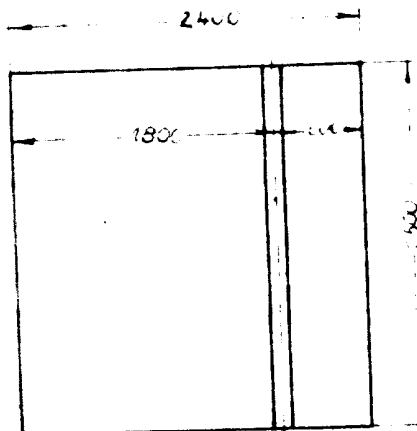
$$b_2 = R_2 \cdot \frac{0,202}{465} = R_2 \cdot 0,00043$$

Gesamtbeschleunigung $b = b_1 + b_2$ mit 2 m/sec^2 angenommen, ergibt:

Gesamtbeschleunigungskraft $R = b / 0,04343 = 46 \text{ kg}$.

Der Staudruck wird dargestellt durch die Gleichung:

$$W = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \gamma \cdot F_R}{2g} \quad F_R = \text{Ruderfloche} = 6 \text{ m}^2$$



Nach Hutte 26. Auflage, Seite 390, ist

γ (bei einem Seitenverhaltis von $1 : 1$) = 1,1. Damit wird:

$$W = 1,1 \cdot 1000 \cdot 6 / 19,62 \cdot v^2 = 336 \cdot v^2$$

$$\text{Winkelgeschwindigkeit } \omega = 2\pi n / 60$$

$$n = 0,357 \text{ U/min (s. Seite 8)}$$

$$\omega = 0,0374 / \text{sec}$$

Angriffspunkt des Staudruckes etwa

bei $2/3$ Entfernung vom Drehpunkt.

Geschwindigkeit dieses Punktes:

$$\left. \begin{array}{l} \text{hinterer Teil } v_1 = 2/3 \cdot 1,8 \cdot \omega = 0,045 \text{ m/sec} \\ \text{vorderer } v_2 = 2/3 \cdot 0,6 \cdot \omega = 0,015 \text{ m/sec} \end{array} \right\} \text{ fur Normaldrehzahl } n = 0,357 \text{ U/min}$$

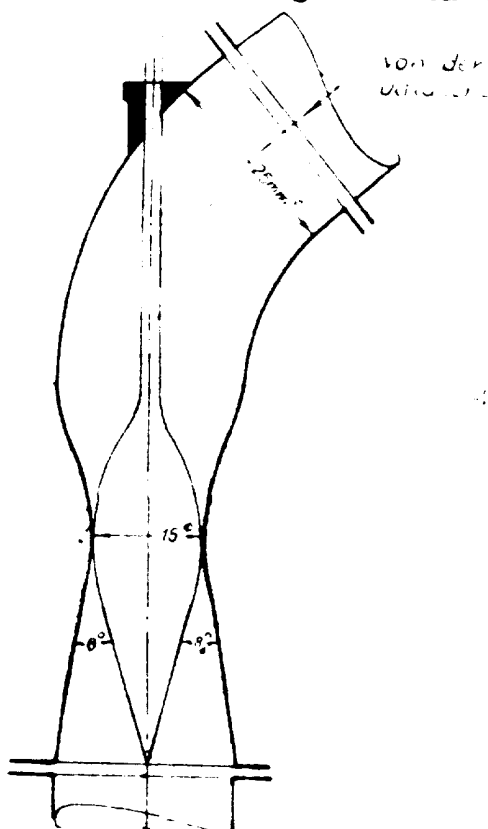
In der folgenden Tabelle ^{Nr. 11} sind fur Umdrehungszahlen des Ruders von $0,357$ bis 20 U/min die Staudrucke errechnet und es zeigt sich daraus, dass bei hoheren Ruderlegegeschwindigkeiten die Gegenkraft durch die Staudrucke erheblich ansteigt.

$$v_1^2 + v_2^2$$

Tabelle 11

n Ruder	$v_1 \cdot 10^4$	$v_2 \cdot 10^4$	$\frac{2 \cdot v_1 \cdot v_2}{(v_1 + v_2) \cdot 10}$	W	Wolbengeschwindigkeit
U/min	m/s	m/s		kg	cm/sec
0,357	4,5	1,50	22,45	0,75	1,6
0,6	7,55	2,52	63,4	2,13	2,7
1,0	12,6	4,2	176,7	5,9	4,5
2,0	25,2	8,4	705	23,7	9,0
3,0	37,8	12,6	1588	53,5	13,5
6,0	75,6	25,2	6335	213	27,0
10,0	126	42	16660	560	45,0
15,0	189	63	39770	1340	67,5
20,0	252	84	67400	2270	90,0

Die genaue Errechnung des Drosselventils ist nicht möglich, da bei dem Vorgang des Drosselns die Verhältnisse nur durch jeweilige Messungen am ausgeführten Ventil festzustellen sind.



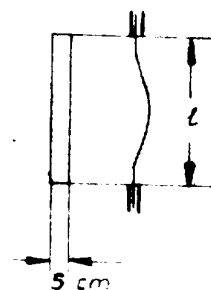
Das Ventil hat etwa die nebenstehende Form
 (für das Seitenruder).

In untenstehender Zusammenstellung sind die im Ventil zu drosselnden Drücke eingetragen.

	Druckdifferenz bei maximalem Rudermoment	Druck bei Ruderwinkel 0°
Seitenruder	0,4 kg/cm ²	0 kg/cm ²
Tiefenruder, hinten	0,9 .	0 .
Tiefenruder, vorn	32,3 .	0 .

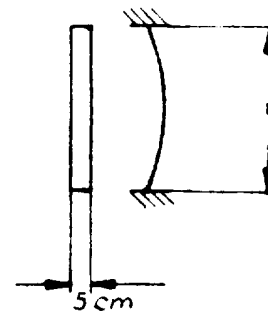
Berechnung der Kolbenstangen auf Knickung

	Seitenruder	hint. Tiefenruder
l cm	45,0	42,5
freie Knicklänge $s = 0,5 \cdot l$	22,5	21,3
Trägheitsradius $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$	$\sqrt{\frac{d^2}{16}} = 1,25 \text{ cm}$	1,25 cm
Schlankheitsgrad $\lambda = \frac{s}{i}$	18 = < 60	17 = < 60
Knickspannung σ_K (Hütte 26. Auflage S. 656/57 für St Gr 17 hKM)	$= \sigma_s = 5500$	$= \sigma_s = 5500 \text{ kg/cm}^2$
Maximalkraft F_{Rmax} auf Kolben kg	33390 (S. 64)	18990 (S. 65)
Vorhandene Spannung damit $\sigma_{K1} = \frac{F_{Rmax}}{F}$	1700 kg/cm ²	970 kg/cm ²
Sicherheit gegen Knicken $= \frac{\sigma_K}{\sigma_{K1}}$	3,2fach	5,7fach



Blatt 1) auf Knickung

Kleinstes d	cm	6,6
l	cm	120
freie Knicklänge s = l	cm	120
Trägheitsradius $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$	cm	$\sqrt{\frac{d^2}{16}} = 1,64$
Schlankheitsgrad $\lambda = \frac{s}{i}$		73
Knickspannung σ_K (Tafel 26, Aufl. S. 656/57) für St 50.11		$2700 - 8\lambda$ $= 2020 \text{ kg/cm}^2$
Maximalkraft auf Kolben P_{Rmax}		6540 kg (S. 65)
Vorhandene Spannung damit $\sigma_{K1} = \frac{P_{Rmax}}{F}$		192 kg/cm^2
Sicherheit gegen Knicken $\frac{\sigma_K}{\sigma_{K1}}$		10,5 fach



RECEIVED

Hub des Bohrohress = 4,5 m
Gewicht des Bohrohres.....G = 650 kg
Hubgeschwindigkeit.....v = etwa 0,25 m/sec
Durchmesser.....d = 200 mm

Teil I der Aufgabe wurde auf Seite 10 der Antrieb des Schrohrwinde in der im deutschen U-Bootsbau gewohnten Weise berechnet, und zwar unter Zugrundelegung eines Schrohrgewichtes von 500 kg und eines Hubes von 0,5 m und einer Ausfahrgeschwindigkeit von 0,35 m/sec. Da die deutschen U-Boote bei ausgefahrenem Schrohr nur geringe Fahrt liefern (rd. 3 bis 6 kn max.) war der Reibungswiderstand in den Schrohrslagern gering, er ist in der dortigen Rechnung im Uebertragungswirkungsgrad enthalten.

Durch die Forderung der detaillierten Aufgabe, das Schrohr auch bei 15 kn Schiffsgeschwindigkeit ausfahren zu können, ist es nicht mehr möglich, die Lagerreibung in den Schrohrslagern als Wirkungsgrad zuzuschlagen, da ihre GröÙe einen beträchtlichen Wert erreicht. Diese Reibungskraft hängt von den Lagerdrücken und damit vom Staudruck ab. Hierfür ist der Mantelrohrdurchmesser des Schrohres mit 200 mm angenommen. Der Abstand der Schrohrlager wird

wird zu 2,5 m festgesetzt, siehe Skizze.

Ein Zylinder, der senkrecht mit der Geschwindigkeit v_s durch das Wasser bewegt wird, setzt dieser Bewegung den Widerstand W entgegen. Dieser ist proportional dem Staudruck und der normal zur Bewegung stehenden Flächenprojektion. Der Proportionalitätsfaktor ist abhängig vom Verhältnis der Länge zum Durchmesser des angeströmten Zylinders.

(siehe Diagramm 883).

Es ist also:

$$W = \gamma \cdot f' \cdot F \cdot \frac{v_s^2}{2g}$$

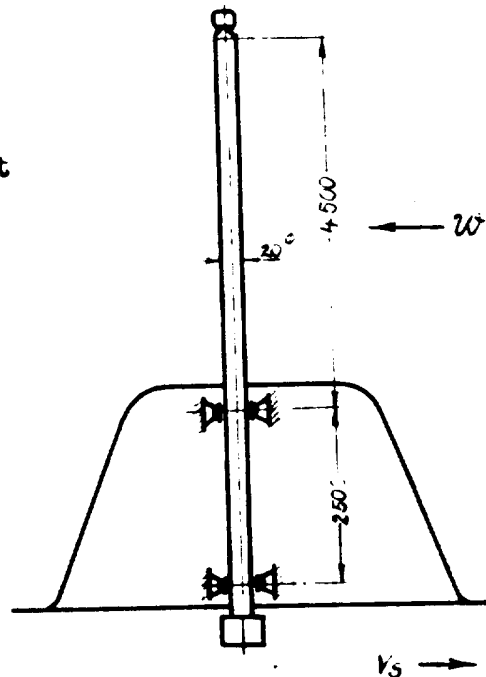
Dabei bedeuten:

W = Widerstand (kg)

γ = Widerstandsbeiwert

f = spez. Gew. der Strömungsflüssigkeit = 1000 kg/m³

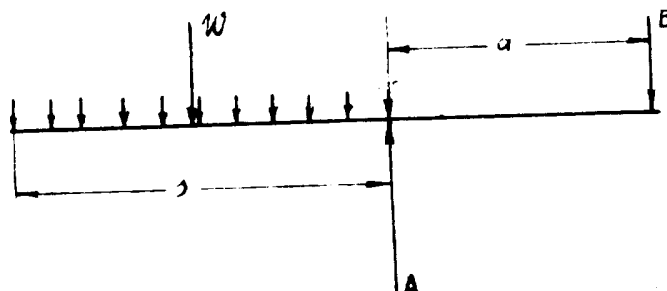
v_s = Anströmgeschwindigkeit m/sec.



Aus dem Widerstand W ergeben sich die Lagerkräfte A und B. Aus den Gleichgewichtsbedingungen: Summe aller Kräfte = 0 und

" " Momente = 0

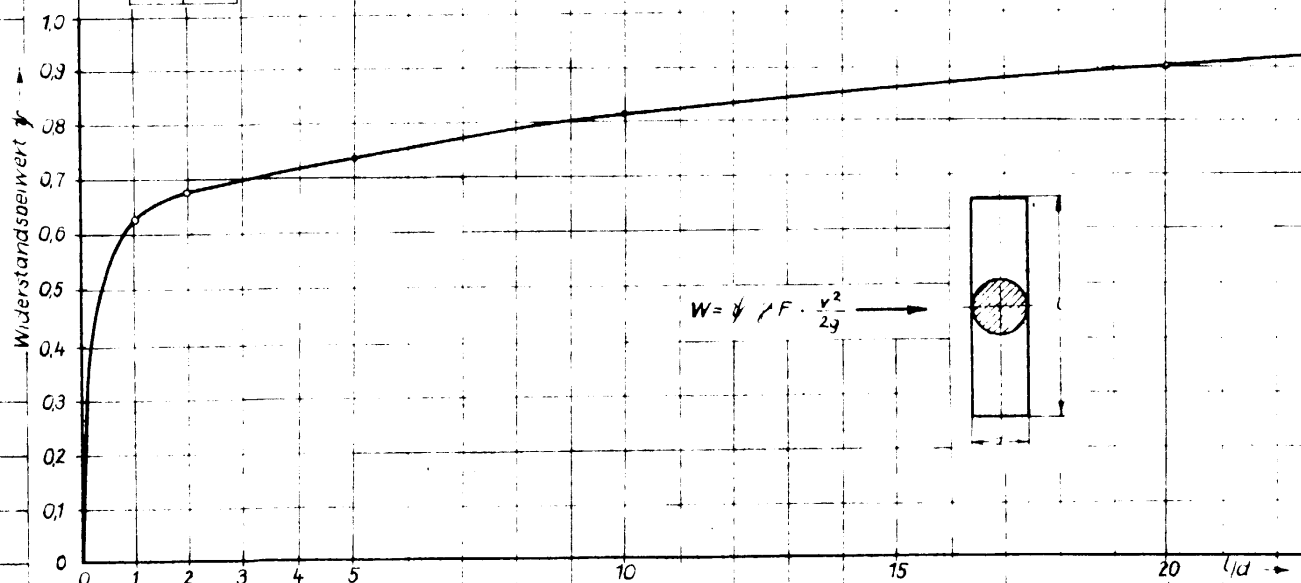
folgt:



12)

Widerstandsbeiwert ψ in Abhängigkeit von l/d
für räumliche Anströmung eines Zylinders

l/d	ψ
1	0,53
2	0,66
5	0,74
10	0,82
20	0,90
40	0,96
80	1,00



$$1.) \sum P = 0 : W + B - A = 0$$

$$2.) \sum M = 0 : (B \cdot a - \frac{W \cdot a}{2} = 0$$

$$B = \frac{W}{2a} ; A = W + B$$

Die Lager sind mit Fett geschmiert. Das Sechrohr selbst ist in Deutschland aus V2A-Stahl, die Lagerbuchse aus Rotguss (5% Zinn) gewesen. Der Reibungskoeffizient ist zu $\mu = 0,1$ angenommen. Die zum Ausfahren benötigte Kraft setzt sich zusammen aus:

1) Gewicht des Sechrohres $G = 650 \text{ kg}$

2) Wassersäule auf dem Sechrohr in Sechrohrtiefe

$$D = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_s$$

dabei $D =$ Wasserdruckkraft kg

$d =$ Sechrohr- $\emptyset$ 20 cm

$p_s =$ Wasserdruck in Sechrohrtiefe $2,5 \text{ kg/cm}^2$

$$D = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \cdot 2,5 = 785 \quad D = 785 \text{ kg}$$

3) Stopfbuchsenreibung

$$S = \pi \cdot d \cdot a \cdot p_s \cdot \mu$$

Dabei $d =$ Sechrohr- $\emptyset$ 20 cm

$p_s =$ Wasserdruck in Sechrohrtiefe $2,5 \text{ kg/cm}^2$

$a =$ Höhe der Anlagefläche der Perbunan-Manschetten $a = 2 \times 3 = 6 \text{ cm}$

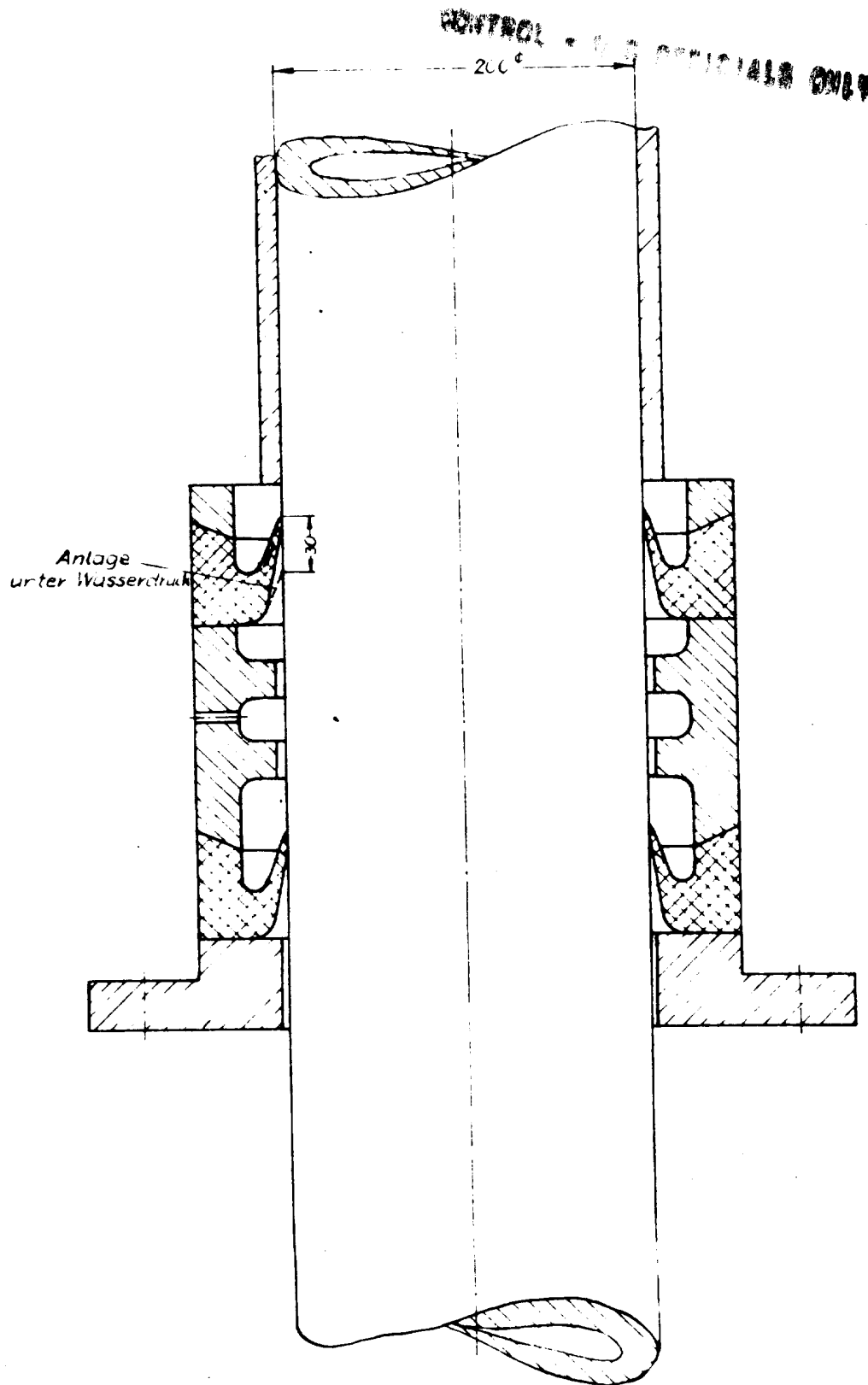
$\mu =$ Reibungsbeiwert $\mu = 0,12$

$$S = \pi \cdot 20 \cdot 6 \cdot 2,5 \cdot 0,12 = 113$$

$$S = 113 \text{ kg}$$

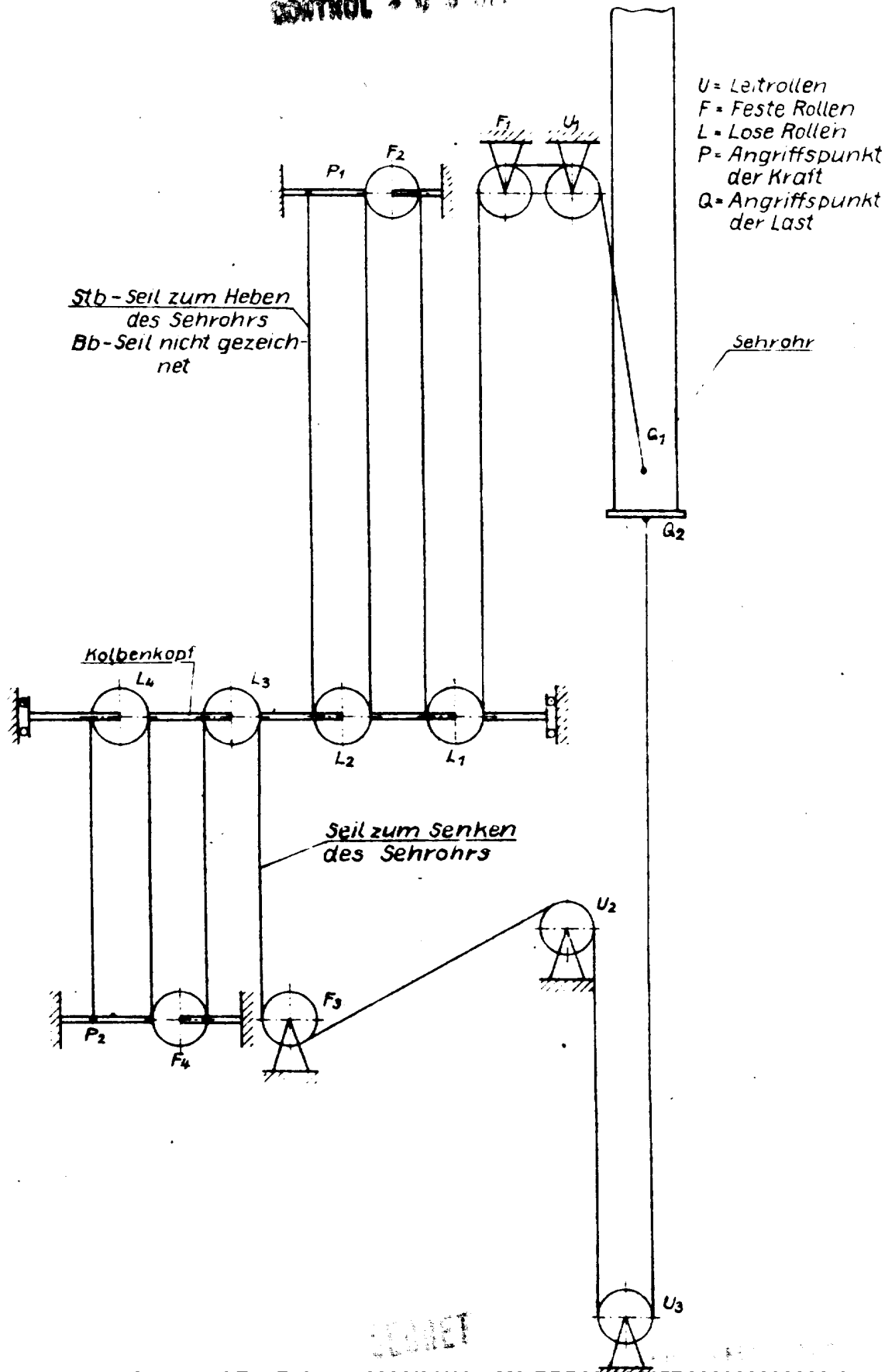
~~SECRET~~

SECRET



Verlauf des Seilzuges vom Sehrohr- antrieb

CONTROL - U S OFFICIALS ONLY



4) Lagerreibung

Oberes Lager $V_1 = \mu \cdot A$

Unteres " $V_2 = \mu \cdot B$ (siehe Seite 72)

Dabei V_1, V_2 = Vertikalkomponenten der Lagerkräfte.

A und B (kg)

μ = Reibungsbeiwert = 0,1

In den Tabellen 12-14 sind die mit dem Ausfahrzustand veränderlichen Kräfte in Abhängigkeit vom Hub für Schiffsgeschwindigkeiten von 15, 10 und 5 kn eingetragen. Die vorletzte Spalte gibt die notwendige Zugkraft am Schrohr an. Sie ist $Q = G + D + S + V_1$. Die grösste Zugkraft tritt bei 15 kn Schiffsgeschwindigkeit auf. Für diese muss der Arbeitskolben berechnet werden. Es ist:

$$Q_{\max} = 650 + 785 + 113 + 448 + 212 = 2208 \text{ kg}$$

Die notwendige Kolbenkraft ist dann:

$$F = \frac{Q \cdot n}{\eta_u} = \frac{2208 \cdot 4}{0,84} = 10500 \text{ kg}$$

dabei η_u = Übertragungswirkungsgrad bei $n = 4$ facher Übersetzung *s. Schema Seite 16*

In η_u sind Seilsteifigkeit, Rollenreibung und Kolbenreibung enthalten.

$$\eta_u = \eta_F \cdot \eta_K = 0,885 \cdot 0,95 = 0,84$$

η_F = Wirkungsgrad des Flaschenzuges = 0,885

η_K = " " Druckölkolbens = 0,95

Bei einem Betriebsdruck des Oeles von $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ wird die notwendige Kolbenfläche

$$F = \frac{F}{p} = \frac{10500}{50} = 210 \text{ cm}^2$$

-78-

Tabelle 12

v = 15 kn

s m	F m ²	s:d	ψ	W kg	A kg	V ₂ kg	V ₁ kg	Q kg	Q _s kg
0	—	—	—	—	—	—	—	1548	— 537
0,5	0,1	2,5	0,69	197	217	2	22	1572	— 513
1,0	0,2	5,0	0,74	423	508	9	51	1608	— 477
2,0	0,4	10,0	0,82	940	1316	38	132	1718	— 307
3,0	0,6	15,0	0,86	1470	2350	88	235	1871	— 214
4,0	0,8	20,0	0,90	2060	3710	165	371	2084	— 1
4,5	0,9	22,5	0,92	2360	4480	212	448	2208	+ 123

Tabelle 13

v = 10 kn

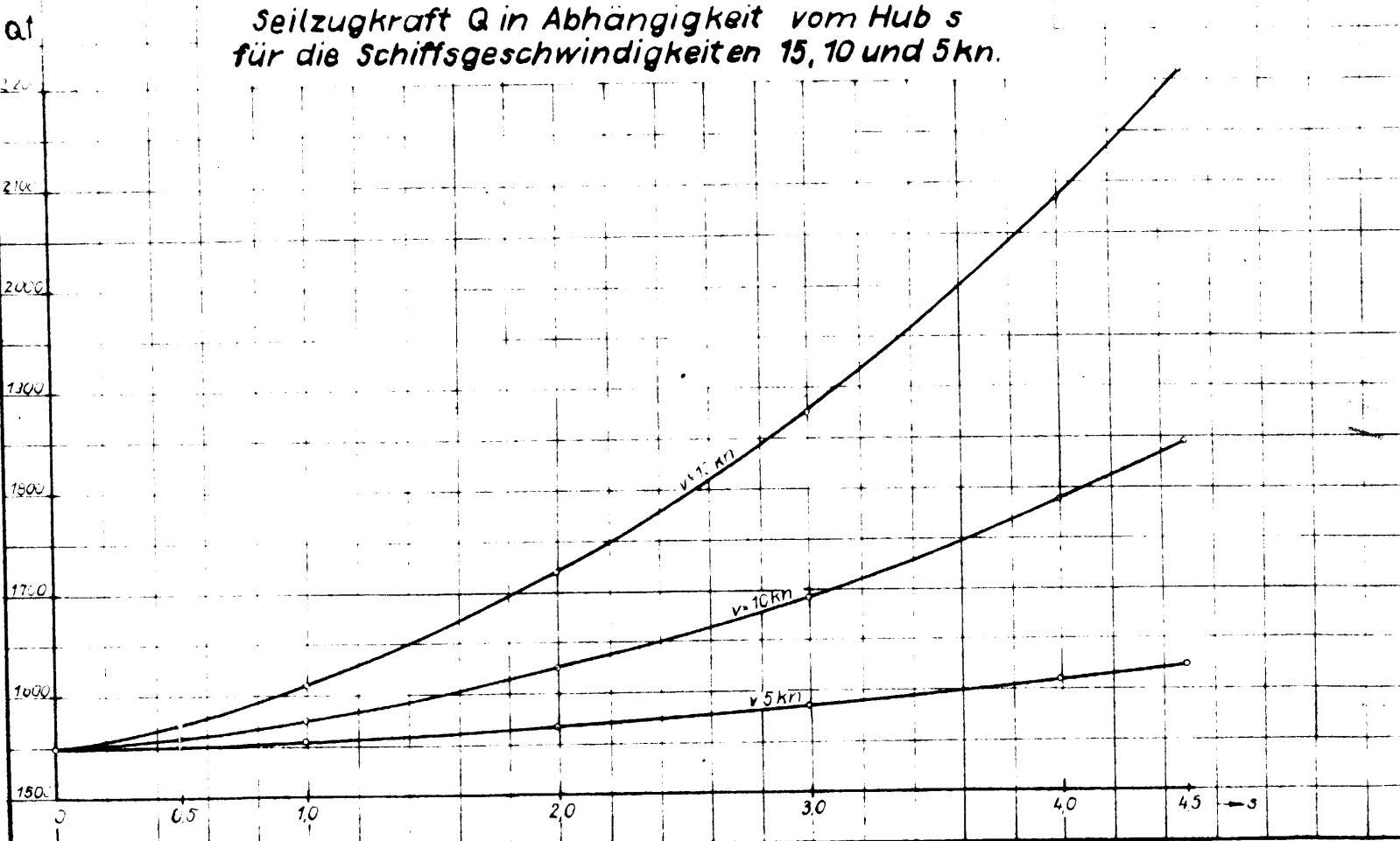
s m	F m ²	s:d	ψ	W kg	A kg	V ₂ kg	V ₁ kg	Q kg	Q _s kg
0	—	—	—	—	—	—	—	1548	— 537
0,5	0,1	2,5	0,69	88	97	1	10	1559	— 526
1,0	0,2	5,0	0,74	189	227	4	23	1575	— 510
2,0	0,4	10,0	0,82	423	525	17	59	1624	— 461
3,0	0,6	15,0	0,86	655	1047	39	105	1692	— 393
4,0	0,8	20,0	0,90	920	1655	74	165	1787	— 298
4,5	0,9	22,5	0,92	1050	1935	95	199	1842	— 243

Tabelle 14

v = 5 kn

s m	F m ²	s:d	ψ	W kg	A kg	V ₂ kg	V ₁ kg	Q kg	Q _s kg
0	—	—	—	—	—	—	—	1548	— 537
0,5	0,1	2,5	0,69	22	24	—	2	1550	— 535
1,0	0,2	5,0	0,74	47	56	1	6	1555	— 530
2,0	0,4	10,0	0,82	105	147	4	15	1567	— 518
3,0	0,6	15,0	0,86	164	263	10	26	1584	— 501
4,0	0,8	20,0	0,90	230	414	18	41	1607	— 478
4,5	0,9	22,5	0,92	264	502	24	50	1622	— 463

Seilzugkraft Q in Abhängigkeit vom Hub s
für die Schiffsgeschwindigkeiten 15, 10 und 5 kn.



SECRET

Notwendiger Kolbendurchmesser = 163 mm

Ausgeführter "CONTAGI" = 11 x OFFICIALIA 701165 "

" Kolbenfläche $F = 214 \text{ cm}^2$ Entsprechende Kolbenkraft $F = 10\,690 \text{ kg}$

In der letzten Spalte der Tabellen 12-14 ist die notwendige Seilzugkraft zum Niederholen des Sehrohres angegeben. Es sind lediglich die Reibungskräfte der Stopfbuchse und der Lager zu überwinden. Das Eigengewicht des Sehrohres wirkt in der Kraft-richtung und ist daher von den Reibungskräften abzuziehen. Die ebenfalls die Bewegung unterstützende Kraft der auf dem Sehrohr lastenden Wassersäule wurde nicht in Rechnung gestellt, da das Sehrohr auch eingefahren werden muss, wenn es nicht unter Wasser ist. Es ist somit:

$$Q_s = S + V_1 + V_2 - G$$

Auch hier tritt die grösste Zugkraft bei der Schiffsgeschwindigkeit von 15 kn auf. Sie ist dann:

$$Q_{s_{\max}} = 113 + 448 + 212 - 650 = 123 \text{ kg}$$

Die notwendige Kolbenkraft ist dann $F_s = 123 \cdot \frac{4}{0,84} = 587 \text{ kg}$.

Die Kolbenstange erhält einen Durchmesser von 150 mm, entsprechend einer Kolbenstangenfläche von 177 cm^2 . Die wirksame Fläche ist dann:

$$214 - 177 = 37 \text{ cm}^2.$$

Die ausgeübte Kolbenkraft ist dann:

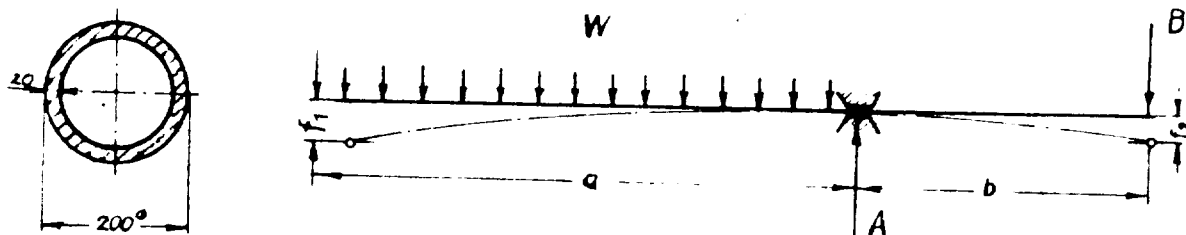
$$P = p \cdot F = 50 \cdot 37 = 1850 \text{ kg}$$

Durchbiegung des Sehrohres unter der Wirkung des Wasserstaues bei 15 kn Schiffsgeschwindigkeit

Für das Sehrohr wird die Durchbiegung im groben berechnet.

Es ist dabei zugrundegelegt, dass es sich beim Sehrohr um einen

Träger gleichen (kreisringförmigen) Querschnitts handelt, der in A eingespannt ist und durch den Wasserwiderstand W (gleichmäßig verteilte Last) einerseits und das Widerlager B (Einzelkraft) anderseits belastet wird.



$$J = 4637 \text{ cm}^4$$

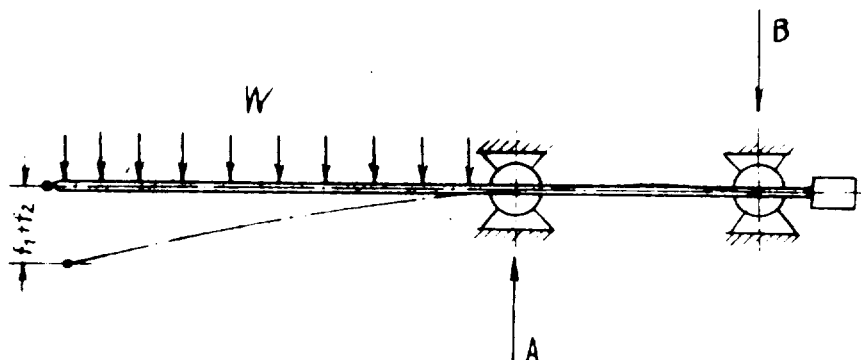
$$E = 2,0 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2 \text{ für Chromnickelstahl}$$

$$b = 2500 \text{ mm}$$

$$a = 4500 \text{ mm}$$

$$f_1 = \frac{W a^3}{8 E \cdot J} = \frac{2360 \cdot 450^3}{2,0 \cdot 10^6 \cdot 4637 \cdot 8} = 2,9 \text{ cm}$$

$$f_2 = \frac{B \cdot b^3}{E \cdot J \cdot 3} = \frac{2120 \cdot 250^3}{2,0 \cdot 10^6 \cdot 4637 \cdot 3} = 1,2 \text{ cm}$$



Die Lager A und B müssen ~~in Kugelschalen~~ drehbar sein, um sich entsprechend dem Anstieg der Biegelinie einstellen zu können. Die Einstellung der Lager wird ebenso wie die Durchbiegung vom Wasserdruck verursacht, da die Lager keine Momente aufnehmen können. Es ist zwar das Rohr kein Träger gleichen Querschnitts, da es sich gegen das obere Ende zu verjüngt und somit sich sowohl Kräfte wie Tragheitsmomente ändern; allein die Durchbiegung wird sich nicht in dem Maße ändern, da mit der Verringerung des Staudruckes durch Verkleinerung des Querschnitts die Abnahme des Tragheitsmomentes Hand in Hand geht. Nach den Erfahrungen auf deutschen U-Booten (siehe auch Bericht P Mu 1 "Entwicklung des U-Bootsmaschinenbaues 1935 - 1945" von Dipl.-Ing Geister, Seite 47 - 52) war ein Beobachten durch das Rohr bei einer freistehenden Länge von 6,5 m bei Geschwindigkeiten über 6 kn nur bedingt möglich, und zwar nur unter Verwendung genügend langer Führungsbuchsen. (Rohrlager) Die Rohre hatten einen Durchmesser von 180 mm bei einer Wandstärke von 10 mm. Bei höheren Geschwindigkeiten traten Schwingungen des Rohres auf, die das Bild bis zur Unkenntlichkeit verzerrten. Bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit über 10 kn war das Rohr durch die Durchbiegung festgeklemt, es lies sich nicht mehr drehen. Gleichzeitig steigerten sich die Schwingungen zu solcher Stärke, daß der Rohrbock und selbst die Turndecke beeinflusst wurden. Bei der hier geforderten Geschwindigkeit von 15 kn, bei welcher das Rohr ausgefahren werden soll, ist daher unbedingt eine kräftige Lagerung des Rohrbockes in der Turndecke mit möglichst breiter Basis vorzusehen. Ausserdem muss die oben schon erwähnte drehbare Lagerung der Führungsbuchsen ~~in Kugelschalen~~ vorgesehen werden, um der Durchbiegung des Rohres Rechnung zu tragen und das Festkleben zu vermeiden.

Beim Heben des Sehhohres ist der notwendige Seilzug bei Hubbeginn Q_0 kleiner als der Seilzug bei Hubende Q_e . Der Kolben muss aber für den größten Seilzug bemessen sein. Somit ist also zu Beginn der Bewegung eine überschüssige Seilzugkraft von der Größe $\Delta Q = Q_e - Q_0$ vorhanden, die zur Beschleunigung des Sehhohres und des Drucköls verbraucht wird. Bei zunehmender Ausfahrgeschwindigkeit wächst die Öelgeschwindigkeit und damit auch der hydraulische Widerstand in den Rohrleitungen, so dass der Öeldruck im Zylinder und somit die Kolbenkraft absinkt. Damit steht nur noch eine kleine Kraft zur Beschleunigung zur Verfügung. Die Geschwindigkeit wächst nun soweit an, bis die überschüssige Seilzugkraft dem Druckabfall in den Rohrleitungen entspricht. Es besteht also ein Gleichgewicht zwischen der überschüssigen Seilzugkraft ΔQ , der Beschleunigungskraft R und dem Druckverlust in den Rohrleitungen Δp . Diese Kräfte liefern auf den Kolbendurchmesser bezogen die Gleichung:

$$\frac{\Delta Q \cdot n}{r_d} - \Delta p \cdot F - \frac{R \cdot n}{r_d}$$

n ist die Übersetzung des Flaschenzuges

η der Wirkungsgrad der Übertragung

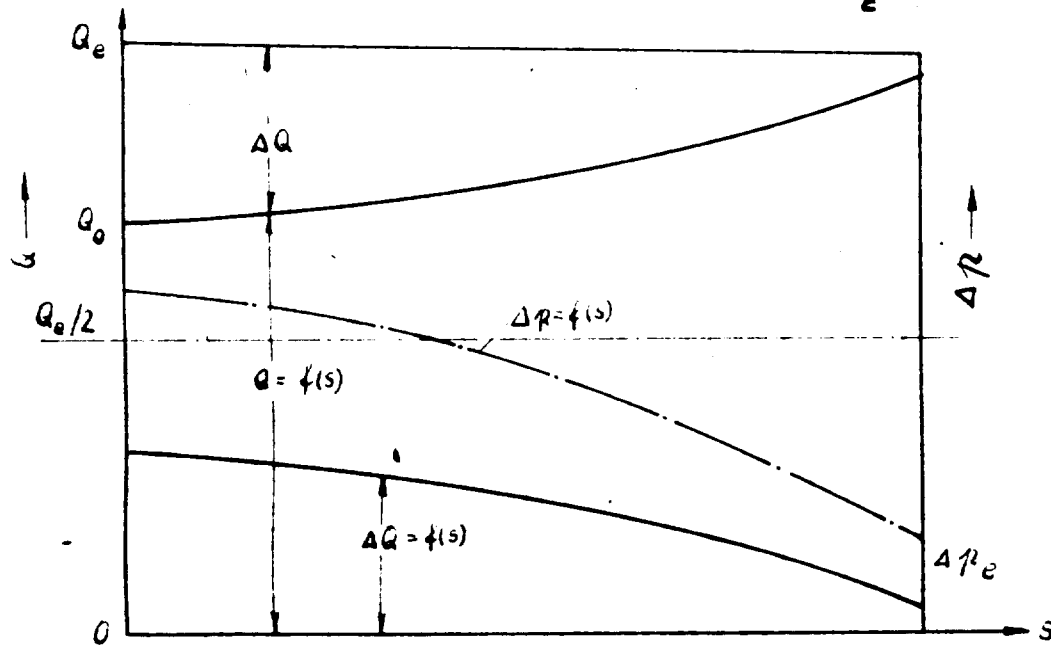
ΔQ ist eine Funktion des Hubes, die durch die Tabellen 12-13 gegeben ist und im Diagramm ^{5.85} E graphisch dargestellt ist.

Δp ist der der Öelgeschwindigkeit zugeordnete Druckverlust, somit eine Funktion des Differentialquotienten des Hubes nach der Zeit.

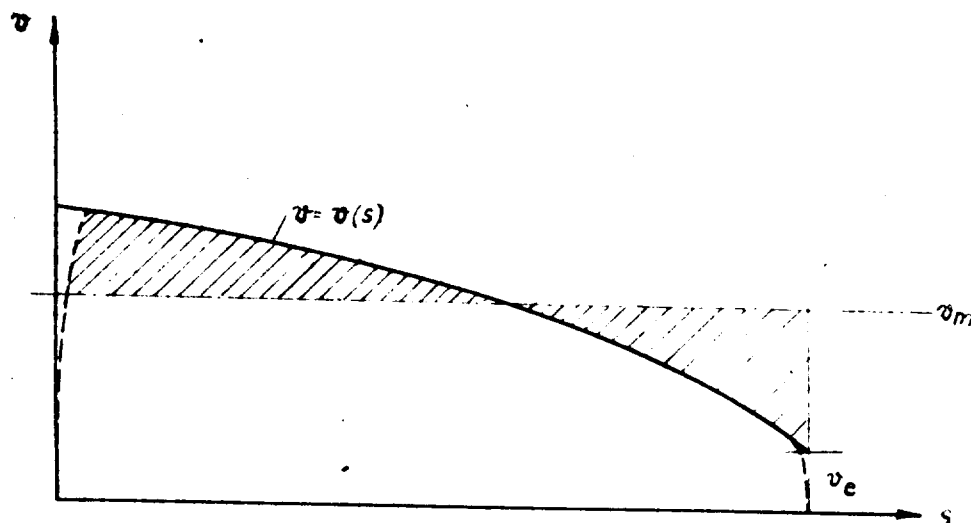
R ist Beschleunigungskraft, die aus der Differenz der ersten beiden resultiert und ist eine Funktion der 2. Ableitung des Hubes nach der Zeit.

Diese Differentialgleichung 2. Ordnung wird auf graphischem Wege folgendermaßen gelöst:

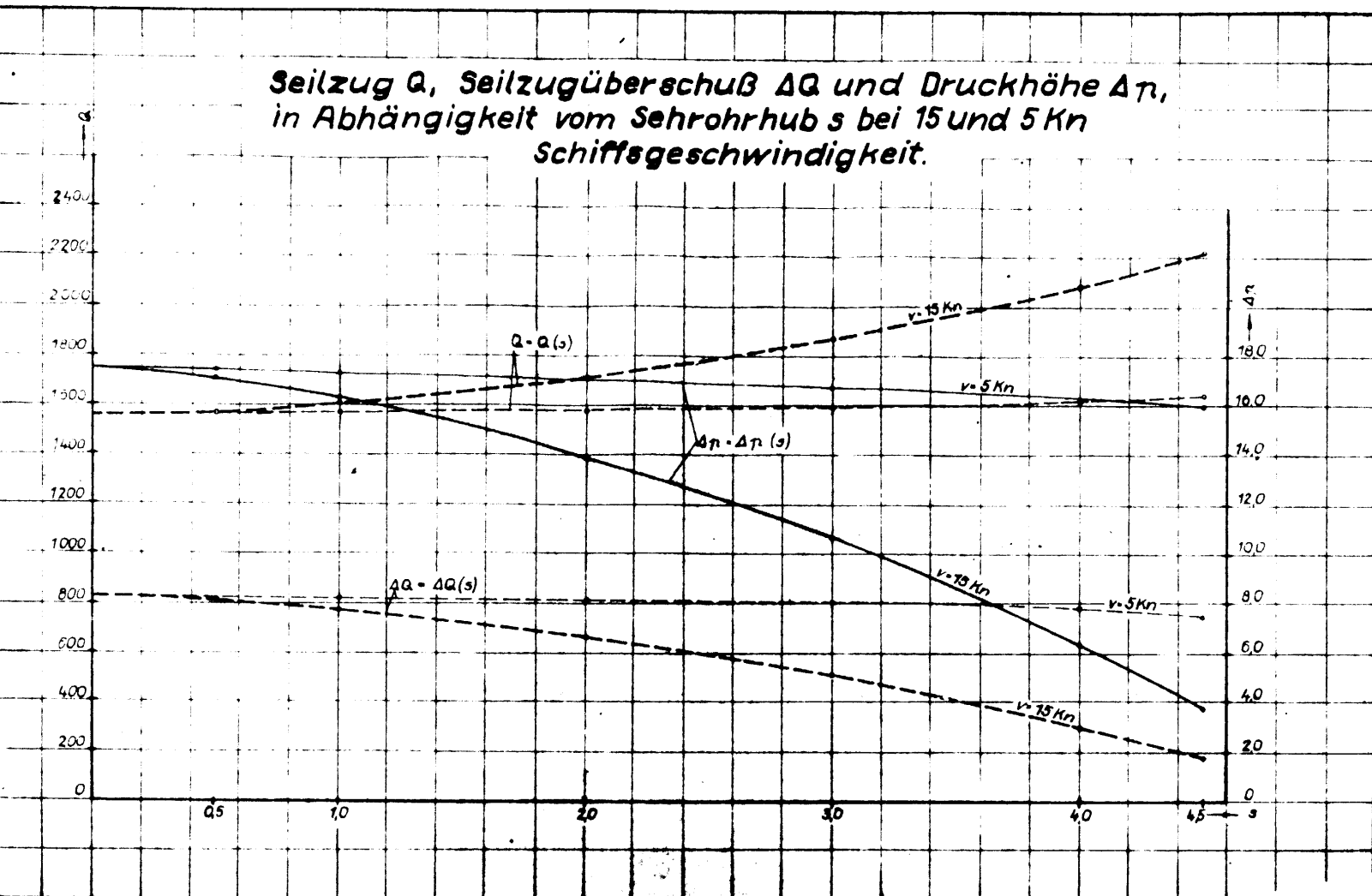
(Spiegelung um Parallele zur s -Achse $Q = \frac{Q_0}{2}$) und $\Delta p = f(s)$



- 2) Die überschüssige Seilzugkraft ΔQ erteilt dem Oel eine entsprechende Geschwindigkeit w in den Zuleitungen und damit dem Bohrer die Geschwindigkeit v . Dabei wird zunächst das System als masselos angenommen, d.h. Beschleunigungskräfte sind nicht vorhanden. Die Geschwindigkeiten wurden in der Tabelle 15 für verschiedene Seilzugkräfte errechnet und im Diagramm S. 85 graphisch in Abhängigkeit vom Hub aufgetragen.



**Seilzug Q , Seilzugüberschuß ΔQ und Druckhöhe Δp ,
in Abhängigkeit vom Seihrohrhub s bei 15 und 5 Kn
Schiffsgeschwindigkeit.**



- 3) Der wahre Geschwindigkeitsverlauf weicht nur wenig von dem des masselosen Systems ab. Im Anfang ist die Hubgeschwindigkeit und somit der Druckverlust in den Leitungen Null. Die freie Kraft wird zur Beschleunigung des Systems verbraucht. Es ist also $R_0 = \Delta Q_0$. Die Beschleunigung nimmt nun wegen des stetig steigenden Druckverlustes infolge der wachsenden hydraulischen Widerstände und des ebenso wachsenden Seilzuges rasch ab. Die maximale Geschwindigkeit wird kurz nach Öffnen des Steuerschiebers erreicht, wobei die Beschleunigung auf Null zurückgeht. Von nun an nimmt die Geschwindigkeit langsam ab, d.h. die Beschleunigung wird negativ (verlangerte Bewegung). Die noch am Hubende vorhandene geringe Geschwindigkeit wird durch Schließen des Schiebers oder durch den Hubbegrenzungspuffer zunichte gemacht. Der tatsächliche Geschwindigkeitsverlauf wird nicht berechnet, da die Abweichungen vom masselosen nur sehr gering ist. Im Diagramm 5.73 (siehe auch Abb. 5.74) sind die Charakteristiken der sich tatsächlich einstellenden Geschwindigkeit und des tatsächlichen Seilzugverlaufes dem entsprechenden theoretischen Kurven des masselosen Systems gegenübergestellt. Es wird lediglich die Anfangsbeschleunigung berechnet, um den Geschwindigkeitsanstieg zu Beginn der Bewegung zu erhalten. Die grösste Verzögerung tritt kurz vor dem Anschlag der Hubbegrenzungspuffer auf. Sie wird graphisch aus der Weg-Geschwindigkeitkurve ermittelt.

Erläuterung der Rechnung

- Zu 1) Durch Tabelle 12 ist $Q = f(s)$ gegeben. Es ist $\Delta Q = Q_0 - Q_0$. Daraus ist $\Delta Q = f(s)$ zu ermitteln.
- Zu 2) Die Antriebseinlage für den Seilhubtrieb besteht im wesentlichen aus folgenden Elementen, wie aus Abb. 5.77 zu ersehen.

- 1). Der Druckölflasche
- 2). der Druckölverteilerleitung
- 3). der Druckölzubringerleitung zum Arbeitszylinder
- 4). dem Arbeitszylinder mit Kolben.

In der Abbildung bedeuten:

F = Flacher

w = Geschwindigkeiten

d = Durchmesser

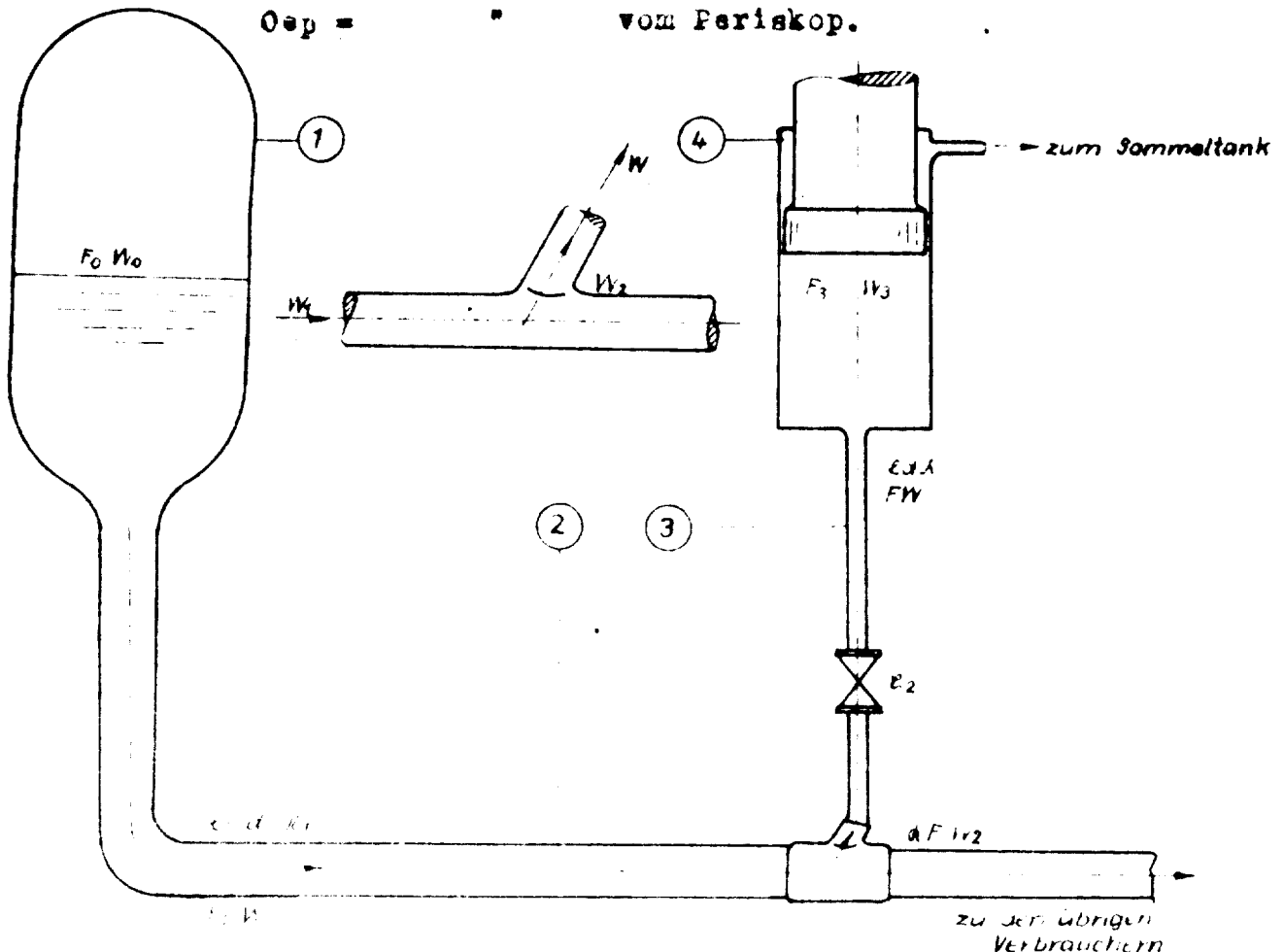
1 = Lungen

λ = Widerstandswert "

α = Kontraktionsziffer in Abzweigung

Q_0 = Ölverbrauch der gesamten hydraulischen Anlage

0ap = " vom Periskop.



Folgende Widerstandshöhen sind zu überwinden:

$$\frac{w_3^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} \quad \text{zur Erzeugung von Geschwindigkeit}$$

$$\zeta_0 \frac{w_1^2}{2g} \quad \text{Reibung in Druckölflasche}$$

$$\lambda_1 \frac{1}{d_1} \frac{w_1^2}{2g} \quad \text{Druckölverteilerleitung}$$

$$\zeta_1 \frac{w_1^2}{2g} \quad \text{Widerstand der Abweigung von Druckölverteilerleitung in Druckölsubringerleitung}$$

$$\frac{(w - w_2)^2}{2g} \quad \text{Stoßverlust infolge Kontraktion mit nachfolgender Strahlerweiterung}$$

$$\lambda \frac{1}{d} \frac{w^2}{2g} \quad \text{Reibung in Druckölsubringerleitung}$$

$$\zeta_2 \frac{w^2}{2g} \quad \text{Widerstand des Steuerschiebers}$$

$$\frac{(w_3 - w)^2}{2g} \quad \text{Stoßverlust beim Eintritt in Arbeitszylinder.}$$

Die gesamte Verlusthöhe ist dann:

$$h = \frac{w_3^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + \zeta_0 \frac{w_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{1}{d_1} \frac{w_1^2}{2g} + \zeta_1 \frac{w_1^2}{2g} + \frac{(w - w_2)^2}{2g} + \lambda \frac{1}{d} \frac{w^2}{2g} + \zeta_2 \frac{w^2}{2g} + \frac{(w_3 - w)^2}{2g}$$

Es ist $w_0 = 0$ (Der Oelspiegel wird durch die Druckölpumpe stets auf gleicher Höhe gehalten)

$$w_3 = w \frac{F}{F_3}$$

$$w_2 = w \cdot \frac{1}{\alpha}$$

$$w_1 = w \frac{F}{F_1} \frac{Oe}{Oe_p}$$

Bezogen auf die Geschwindigkeit w in der Druckölzuleitung ergibt sich:

$$h = \frac{w^2}{2g} \left\{ \left(\frac{F}{F_3} \right)^2 - 0 + \varphi_0 \left(\frac{F \cdot Oe}{F_1 \cdot Oe_p} \right)^2 + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \left(\frac{F \cdot Oe}{F_1 \cdot Oe_p} \right)^2 + \varphi_1 \left(\frac{F \cdot Oe}{F_1 \cdot Oe_p} \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right)^2 + \lambda \frac{L}{d} + \varphi_2 + \left(\frac{F}{F_3} - 1 \right)^2 \right\}$$

In dieser Gleichung ist $\frac{Oe}{Oe_p}$ abhängig von der Geschwindigkeit, da Oe mit wachsender Geschwindigkeit auch Oe_p zunimmt. Die Lösung wird dadurch erheblich erschwert; daher werden folgende Vereinfachungen getroffen:

1. $Oe = Oe_p$

2. Da F sehr klein gegenüber F_3 und F_1 ist, wird $(F/F_3)^2$ und $(F/F_1)^2$ jeweils gleich Null gesetzt. Der Fehler, den man durch diese Vernachlässigung begeht, ist ein Fehler höherer Ordnung.

Damit wird dann:

$$h = \frac{w^2}{2g} \left\{ \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right)^2 + \lambda \frac{L}{d} + \varphi_2 + 1 \right\}$$

Durch diese Vereinfachung wird nunmehr lediglich der Arbeitszylinder einschliesslich der Zuleitung bis zum Anschluß an das Druckölverteilernetz betrachtet, womit der grösste Verlustanteil berücksichtigt ist. Da die Berechnungen sowieso nicht voll mit der Praxis übereinstimmen und bei der Montage vor jedem Verbraucher eine Blende geschaltet wird, deren Grösse durch Probemessungen festgestellt wird, ist die vereinfachte Berechnungsmethode zu vertreten.

Die Aufgabe der Rechnung liegt nun darin, den Rohrdurchmesser zu finden, der der Oelbewegung solch hohen Widerstand entgegensetzt, dass die mittlere Schrohrgeschwindigkeit $0,25 \text{ m/sec}$ nicht übersteigt. Die Endgeschwindigkeit vor Erreichen der Enddrosselung muss rund $v_e = 0,15 \text{ m/sec}$ betragen, da besonders im oberen Hubteil ein ständiges Heben und Senken des Schrohres notwendig ist. Die Rechnung geht nun so vor sich, dass zuerst ein Rohrdurchmesser angenommen wird. Der Rechnung werden folgende Werte zugrunde gelegt:

Rohrdurchmesser $d = 13 \text{ mm}$

Rohrquerschnitt $F = 1,33 \text{ cm}^2$

Rohrlänge $l = 10 \text{ m}$ (vgl. Teil I, Seite 25)

Kontraktionsziffer bei
Oeleintritt in die Ab-
zweigung $\alpha = 0,62$

Widerstandsbeiwert
des Rohres $\lambda = 0,023$

Widerstandsziffer
des Steuerschiebers $\zeta_2 = 1,4$

Die Verlusthöhe war: (vgl. S. 89)

$$h = \frac{w^2}{2g} \left\{ (1 - 1/\alpha)^2 + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_2 + 1 \right\}$$

Obenstehende Zahlenwerte eingesetzt ergibt:

$$h = \frac{w^2}{2 \cdot 9,81} \left\{ (1 - 1/0,62)^2 + 0,023 \frac{10000}{13} + 1,4 + 1 \right\}$$

$$= \frac{w^2}{19,62} \left\{ 0,37 + 17,7 + 1,4 + 1 \right\}$$

$$= \frac{20,47}{19,62} w^2$$

$$h = 1,04 w^2 \text{ (m)}$$

dabei ist: $\rho = \text{spez. Gew. des Gases} = 0,92 \text{ kg/dm}^3$

$h = \text{Verlusthöhe (m)}$

$$\text{Damit wird: } w = \sqrt{\frac{h}{1,04} \cdot \frac{10,4p}{0,92 \cdot 1,04}} = \sqrt{10,45 \cdot p} \quad (\text{m/sec})$$

Die Kolbengeschwindigkeit ist wegen der Uebersetzung durch den Flaschenzug ein Viertel der Schneckegeschwindigkeit und errechnet sich nach der Kontinuitätsgleichung zu:

$$v = 4 \cdot \frac{F}{F_k} w = \frac{4 \cdot 1,33}{214} w = 0,0248 w$$

$F_k = \text{Kolbenfläche} = 214 \text{ cm}^2 \quad (\text{s.S. 80}).$

Mit der notwendigen Endgeschwindigkeit beim Heben des Schrohres von $v_e = 0,15 \text{ m/sec}$ wird die Gelgeschwindigkeit im Rohr bei Hubende

$$w_e = \frac{v_e}{0,0248} = \frac{0,15}{0,0248} = 6,05 \text{ m/sec}$$

und der Druckverlust am Hubende

$$p_e = \frac{w_e^2}{10,45} = \frac{6,05^2}{10,45} = 3,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Dadurch muss die Kolbenkraft und somit die Kolbenfläche vergrößert werden. Die vergrößerte Kolbenkraft ist:

$$P' = P + 4 p_e F'$$

Dabei ist $P = \text{notwendige Kolbenkraft bei } v_e = 0 \text{ m/sec} = 10500 \text{ kg (s.S. 77)}$

$F' = \text{der grösseren Kolbenkraft entsprechende neu zu errechnende Kolbenfläche:}$

$$p = \text{Betriebsdruck} = 50 \text{ kg/cm}^2$$

$$P' = \frac{P'}{p} = \frac{P}{p} + \frac{4 p_e}{p} F'$$

$$F' \left(1 - \frac{4 p_e}{p}\right) = \frac{P}{p}$$

$$F' = \frac{P}{p(1 - 4 p_e/p)} = \frac{10500}{50(1 - 3,5/50)} = 226 \text{ cm}^2$$

Ausgeführt wird nun endgültig:

Kolbendurchmesser $D = 170 \text{ mm}$

" fläche $F = 227 \text{ cm}^2$

somit wird die Kolbenkraft $P = 11350 \text{ kg}$

und der Seilszug $Q = 2380 \text{ kg.}$

Damit ändert sich das Verhältnis von Rohrgeschwindigkeit zu Sehhrohr-
geschwindigkeit. Es wird dann: $v = \frac{4.1,33}{227} w = 0,0234 w.$

Aus der Tabelle 12 ist der jedem Sehhrohrhub zugeordnete notwendige
Seilszug Q zu entnehmen. In der folgenden Tabelle 45 wird die notwendige
Kolbenkraft P und der damit erforderliche Oeldruck p in Abhängigkeit
vom Hub aufgetragen. Da der Betriebsdruck 50 kg/cm^2 beträgt, ist je-
dem Hub ein Drucküberschuss Δp zugehörig, der den durch das Durch-
strömen des Oeles durch die Rohre entstehenden Druckabfall entspricht.
Die dem Drucküberschuss zugeordnete Geschwindigkeit $w = \sqrt{10,45 \cdot \Delta p}$
(s. S. 91) und die dementsprechende Sehhrohrgeschwindigkeit $v = 0,0234 w$
sind in den letzten Spalten der Tabelle aufgetragen.

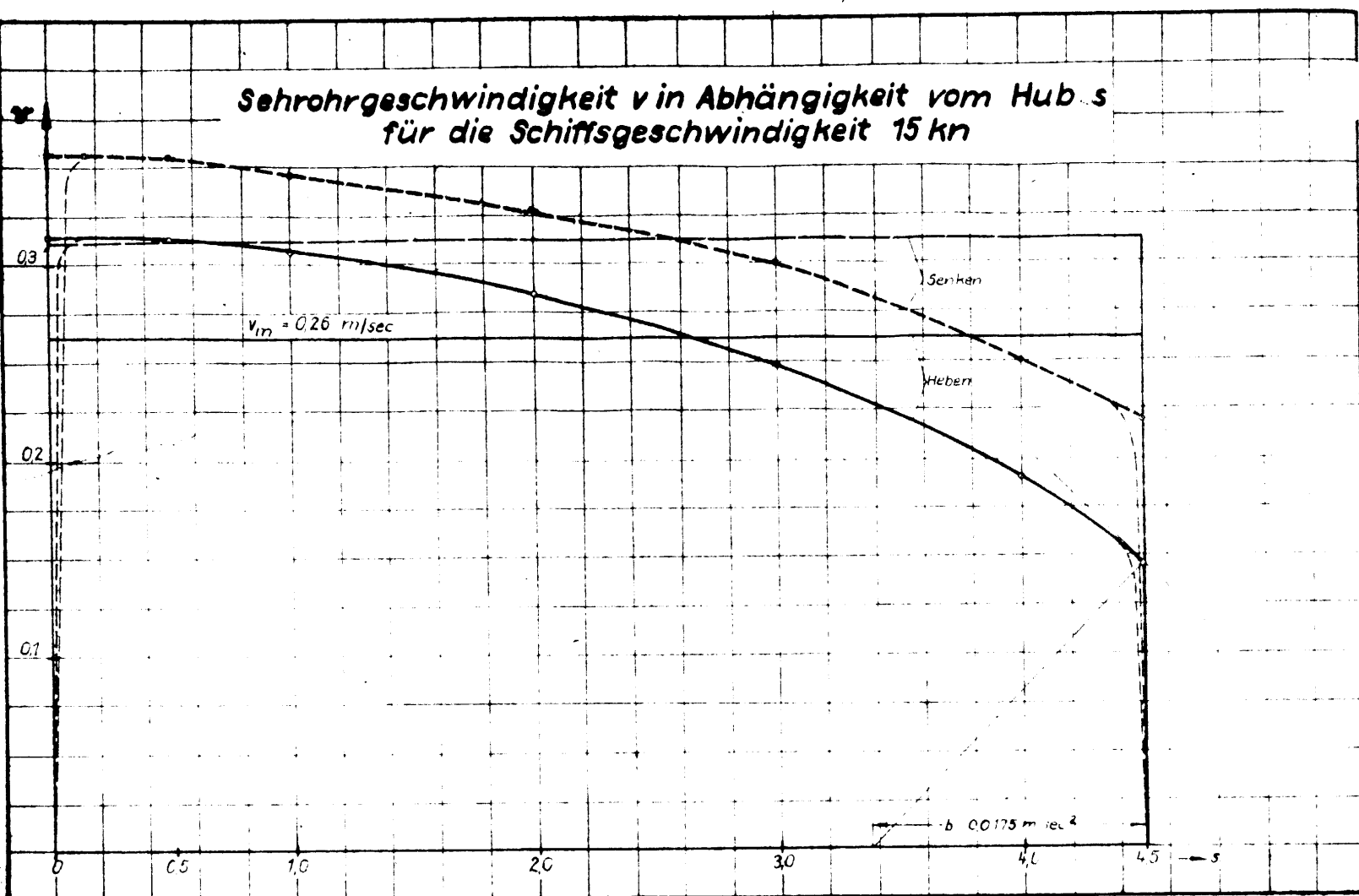
Tabelle 45

s	Q	P	p	Δp	w	v
m	kg	kg	kg/cm ²	kg/cm ²	m/sec	m/sec
0	1548	7370	32,5	17,5	13,5	0,316
0,5	1572	7500	33,1	16,9	13,3	0,312
1,0	1608	7650	33,7	16,3	13,1	0,307
2,0	1718	8180	36,1	13,9	12,1	0,284
3,0	1871	8910	39,3	10,7	10,6	0,248
4,0	2084	9930	43,7	6,3	8,1	0,190
4,5	2208	10500	46,3	3,7	6,2	0,145

S. 93

Die Sehhrohrgeschwindigkeit v ist im Diagramm 4 in Abhängigkeit vom

Sehhrohrhub s aufgetragen.

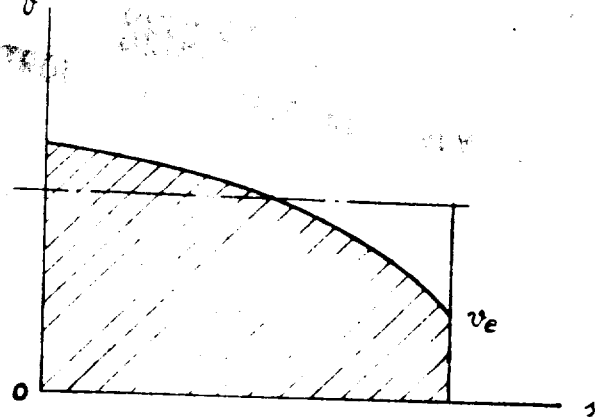


Die mittlere Geschwindigkeit

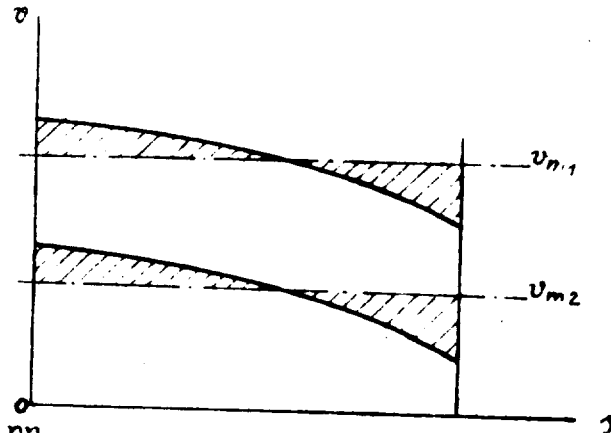
ist

$$v_m = \frac{\int_0^L v(x) dx}{L}$$

und wird dargestellt als Höhe des Rechtecks über der Strecke os , das den gleichen Inhalt wie die schraffierte Fläche hat (s. Abb.)



Aus dem Diagramm ^{S. 93} ergibt sich die mittlere Rohrgeschwindigkeit zu rund 0,26 m/sec, so dass der auf S. 90 der Rechnung zugrundegelegte Rohrdurchmesser von $d=13$ mm beibehalten werden kann.



Im allgemeinen wird man nicht gleich den Rohrdurchmesser richtig abschätzen können, sondern nimmt erstmals einen Rohrdurchmesser d_1 an. Mit diesem erhält man eine Weggeschwindigkeitskurve mit einer mittleren Geschwindigkeit v_{m1} , die von der mittleren Sollgeschwindigkeit v_{m2} abweicht. Dabei verhält sich $v_1 : v_2 = v_{m1} : v_{m2}$.

$$\text{Es ist } v_1 = \frac{4F_1}{F_K} \quad w = \frac{4\pi d_1^2}{4F_K} w = \frac{\pi d_1^2}{F_K} w$$

$$w = \frac{v_1 F_{K2}}{\pi d_1^2}$$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{v_{m2}}{v_{m1}}$$

Der hydraulische Verlust beträgt:

$$\Delta p = \frac{\gamma \cdot w^2}{10 \cdot 2g} \cdot \left\{ \dots \right\} = \frac{\gamma}{20g} \cdot \frac{v_1^2}{\pi^2} \cdot \frac{F_K^2}{d_1^4} \cdot \left\{ \dots \right\}$$

$$\Delta p = \frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2 \cdot v_1^2}{20 \cdot g \cdot \pi^2 \cdot d_2^4} \cdot \left\{ \left[(1 - 1/d)^2 + \zeta_2 + 1 \right] + \lambda \frac{\ell}{d} \right\}$$

$$d_2^4 = \frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2 \cdot v_1^2}{20 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \frac{1}{\Delta p} \cdot \left\{ \left[(1 - 1/d)^2 + \zeta_2 + 1 \right] + \lambda \frac{\ell}{d} \right\}$$

Zur Abkürzung werde genannt:

$$\frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2}{20 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} \cdot \left[(1 - 1/d)^2 + \zeta_2 + 1 \right] = C_1$$

$$\frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2}{20 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} \cdot \lambda \cdot \ell = C_2$$

$$C_2^4 = C_1^2 + \frac{C_2^2}{d_2}$$

$$C_2^3 = C_1^2 d_2 + C_2$$

$$d_2 = \sqrt[3]{C_1^2 d_2 + C_2}$$

Dabei bedeuten d = Rohrdurchmesser

F = Rohrquerschnitt

w = Oelgeschw. im Rohr

v = absolute Schrohrgeschw. note Werte.

v_m = mittlere "

F_K = Kolbenfläche

Index 1 Angenommene und

mit dieser Annahme berech-

nete Werte.

Index 2 Geforderte und mit

dieser Forderung berechne-

te Werte.

Die Formeln mögen durch ein Zahlenbeispiel näher erläutert werden.

Die Annahme eines Rohrdurchmessers von $d_1 = 13$ mm ergab die mittlere Schrohrgeschwindigkeit von $v_{m1} = 0,26$ m/sec. Es werde nun der Durchmesser bestimmt, der einer mittleren Schrohrgeschwindigkeit von

$v_{m2} = 0,35$ m/sec - der auf deutschen Booten üblichen entspricht.

Dann wird:

$$C_1 = \frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2 \cdot v_1^2}{20 \cdot g \cdot \pi^2 \cdot \Delta p} \cdot \left[(1 - 1/\eta)^2 + \varphi_2 + 1 \right]$$

$$C_1 = \frac{0,92 \cdot 227^2 \cdot (0,35/0,26)^2}{20 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2} \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{0,62}\right)^2 + \varphi_2 + 1 \right]$$

$$C_1 = 123 \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p}$$

$$C_2 = \frac{\gamma \cdot F_K^2 \cdot (v_{m2}/v_{m1})^2}{20g \cdot \pi^2} \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} \cdot \eta \cdot \epsilon$$

$$C_2 = \frac{0,92 \cdot 227^2 \cdot (0,35/0,26)^2}{20 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2} \cdot 0,023 \cdot 1000 \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p} = 1020 \cdot \frac{v_1^2}{\Delta p}$$

Aus der Tabelle 45 berechnet sich die

Tabelle 46

v_1	v_1^2	Δp	$v_1^2 / \Delta p$
0,316	0,100	17,5	0,0057
0,312	0,097	16,9	0,00574
0,307	0,094	16,3	0,00576
0,284	0,081	13,9	0,00583
0,248	0,062	10,7	0,00580
0,190	0,036	6,3	0,00573
0,145	0,021	3,7	0,00568

im Mittel $\approx 0,0057$

Damit wird: $C_1 = 123 \cdot 0,0057 = 0,7$; $C_2 = 1020 \cdot 0,0057 = 5,8$

$$\text{und: } d_2 = \sqrt[5]{0,7 d_2 + 5,8}$$

Die Lösung dieser Wurzel erfolgt durch Einsetzen eines angenommenen Wertes für d_2 und anschließende Kontrolle dieses Wertes. Ist der erste Wert zu niedrig angenommen, so wird ein zweiter höherer Wert angenommen; durch Einschachtelung kann somit der Wert beliebig genau gemacht werden, doch wird man im allgemeinen schon beim zweiten oder dritten Versuch einen hinreichend genauen Wert erhalten haben, zumal sich durch die Rechnung sowieso nicht alle Einflüsse erfassen lassen und die genaue Einstellung erst bei der Montage erfolgen kann. In

diesem Beispiel möge

$$\begin{aligned} \text{die erste Annahme sein } d_2' &= 0 & d_2 &= \sqrt[5]{5,8} = 1,42 \\ \text{" zweite " } d_2' &= 1,5 & d_2 &= \sqrt[5]{5,8+11,05} = 1,57 \\ \text{" dritte " } d_2' &= 1,47 & d_2 &= \sqrt[5]{5,8+11,05} = 1,41. \end{aligned}$$

Die dritte Annahme ergibt den den verlangten Genauigkeitsansprüchen genügenden Wert $d_2 \approx 1,47 \text{ cm} \hat{=} 14,7 \text{ mm}$

Damit ändert sich nun auch die Endgeschwindigkeit. Ist diese Änderung sehr erheblich, so muss der Kolbendurchmesser neu bestimmt werden, um ein dem neuen Durchmesser entsprechendes Δp am Rade zu gewährleisten. Mit diesen neuen Δp -Werten ist dann die Rechnung nochmals durchzuführen und die mittlere Geschwindigkeit zu kontrollieren.

Zu 3) Nach Öffnen des Steuerschiebers steht sofort der Kolben unter dem Gegendruck. Da die Geschwindigkeit in der Leitung und somit der Druckabfall noch Null ist, steht der gesamte Kraftüberschuss, der nicht durch die statischen Gegenkräfte und durch die Reibung aufgezehrt wird, zur Beschleunigung des Systems zur Verfügung.

Es ist $\Delta Q_0 - R_0 = 0$.

Daraus berechnet sich die Anfangsbeschleunigung

$$\Delta Q_0 - R_0 = m \cdot b_0 = \frac{G}{g} b_0$$

$$\Delta Q_0 = Q' - Q_0 = 2380 - 1548 = 832 \text{ kg}$$

$$b_0 = \frac{\Delta Q_0 g}{G} = \frac{832 \cdot 9,81}{650} = 12,6 \text{ m/sec}^2.$$

Nimmt man an, dass die Bewegung bis zum Erreichen der vollen Geschwindigkeit gleichmässig beschleunigt ist, so ist der dabei zurückgelegte Hub

$$s = \frac{v^2}{2b_0} = \frac{0,316^2}{2 \cdot 12,6} = 0,004 \text{ m}.$$

Wenn auch die Bewegung des Seilrohres eine ungleichförmig be-

schleunigte ist, so wird doch die Geschwindigkeit so schnell erreicht, dass die Abweichung von der Geschwindigkeitskurve des masselosen gedachten Systems praktisch unbedeutend ist. Als Beweis dafür wird die Verzögerung im Endpunkt kurz vor Erreichen der Endlagendrosselung aus der Weg-Geschwindigkeitskurve graphisch ermittelt.

Ist die Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Weg gegeben, so ist die Beschleunigung $b = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v \frac{dv}{ds}$. Zeichnerisch findet man sie als Subnormale unter der Weg-Geschwindigkeitslinie.

Sind dabei die Maßstäbe

für v : 1 cm = a m/sec

" s : 1 cm = b m,

so ist der Maßstab

für p : 1 cm = $\frac{a^2}{b}$ m/sec².

Im Diagramm 4 ist

für v : 1 cm = 0,025 m/sec

" s : 1 cm = 0,2 m und somit

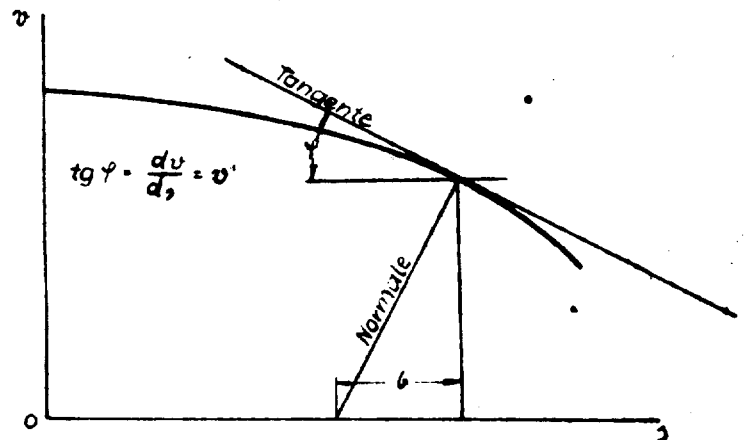
" b : 1 cm = $\frac{0,025^2}{0,2} = 0,003125$ m/sec².

Aus der Zeichnung $b = 5,6$ cm Δ 0,0175 m/sec²

damit ist dann die Bremskraft

$$R = \frac{G}{g} \cdot b = \frac{650}{9,81} \cdot 0,0175 = 1,16 \text{ kg.}$$

Man ersieht hieraus, dass der Fehler durch Vernachlässigung der Beschleunigungskraft R tatsächlich sehr klein ist, so dass die Geschwindigkeitskurve des masselosen Systems praktisch mit der tatsächlich sich ergebenden nahezu übereinstimmt.



99
~~SECRET~~
~~CONFIDENTIAL~~
 Abschliessend ist zu dieser Rechnung zu sagen, dass sie nur das Grundschema darstellt, nach der solche Rechnungen durchzuführen sind. Wird eine Anlage für ein bestimmtes Boot entworfen, so müssen alle Widerstände genau berechnet werden. Dazu ist aber die Kenntnis der Anordnung der Anlage erforderlich. Die Rohrleitungen müssen in ihrer Länge bekannt sein; ferner sind Angaben erforderlich über Zahl und Ausführung von Krümmern, Abzweigungen und Ventilen, sowie über die statische Höhe der Druckölflasche. (Öleintritt) gegenüber der Hilfsmaschine (Ölauftritt) einerseits - entsprechend dem Ölauf- und der statischen Höhe der Hilfsmaschine (Öleintritt) gegenüber dem Druckölsammeltank (Ölauftritt) andererseits - entsprechend dem Öl Ablauf. In der vorliegenden Rechnung ist ein statischer Höhenunterschied nicht angenommen, ferner ist der Ölrücklauf vernachlässigt, da die Kolbenunterseite nur einen Bruchteil der Kolbenoberseite ausmacht und somit die Öl Ablaufgeschwindigkeiten sehr klein werden, so dass die hydraulischen Verluste auf der Ablaufseite vernachlässigbar klein werden.

Weiterhin ist noch festzustellen, dass eine Berechnung solcher Anlagen niemals alle Einflüsse erfassen kann, da selbst geringe Unebenheiten die Strömungsverhältnisse stören können. Es ist daher bei der Herstellung und der Montage sorgfältigst darauf zu achten, dass scharfe Kanten und plötzliche Uebergänge vermieden werden. An diesen löst sich sonst die Strömung ab, wodurch der ganze Strömungsverlauf gestört wird, was sich, wie die Erfahrungen gezeigt haben, durch Pfeifen- und Zischgeräusche nach aussen bemerkbar macht, die gerade im U-Boot möglichst vermieden werden sollen.

~~SECRET~~

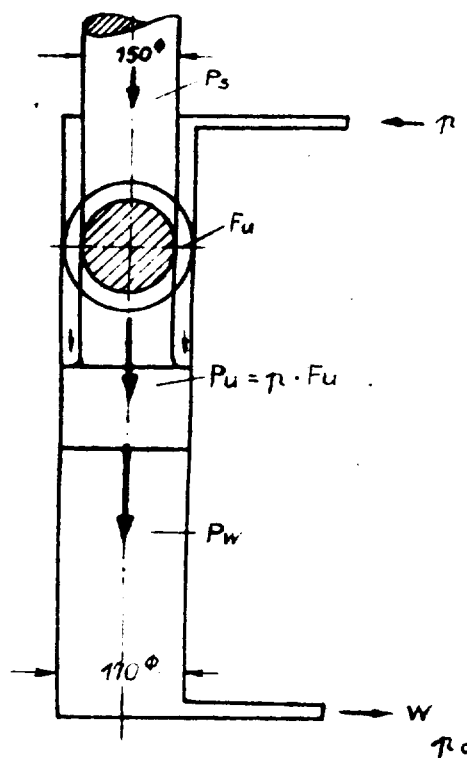
In Tabelle 15 (s. 92) ist die Ausfahrgeschwindigkeit für eine Schiffsgeschwindigkeit von 15 kn berechnet. In der folgenden Tabelle 17 wird die Ausfahrgeschwindigkeit des Schrohres für eine Schiffsgeschwindigkeit von 5 kn berechnet. Die Methode ist dabei dieselbe, die bei der Berechnung der Tabelle 15 angewandt wurde.

Tabelle 17

s	Q	P	p	Δp	w	v
m	kg	kg	kg/cm ²	kg/cm ²	m/sec	m/sec
0	1548	7370	32,5	17,5	13,5	0,316
0,5	1550	7400	32,6	17,4	13,5	0,316
1,0	1555	7420	32,7	17,3	13,4	0,314
2,0	1567	7470	32,8	17,1	13,4	0,314
3,0	1584	7560	33,3	16,7	13,2	0,309
4,0	1607	7660	33,8	16,2	13,0	0,304
4,5	1622	7740	34,1	15,9	12,9	0,302

Die mittlere Ausfahrgeschwindigkeit beträgt rund 0,31 m/sec, wie aus Diagramm ersichtlich. Es sind dies ungefähr die Verhältnisse, wie sie bei den deutschen U-Booten normalerweise bestanden. Auch hier war bei der Konstruktion eine Bootsgeschwindigkeit bis zu etwa 6 kn zugrunde gelegt. Gleichartige Tabellen werden im folgenden auch für die Einfahrgeschwindigkeit des Schrohres aufgestellt. Dabei gelten dieselben hydraulischen Widerstände, an die gleiche Wellmenge, die beim Heben des Schrohres in den Zylinder gepumpt wurde, diesen beim Niederholen des Schrohres wieder verlassen muss, wobei für Hin- und Rückleitung gleiche Rohrdurchmesser mit gleichen hydraulischen Widerständen angenommen wurden. Der erforderliche Seilzug zum Senken des Schrohres ist Q_g . Er ist den Tabellen 12 - 14 für verschiedene Schiffsgeschwindigkeiten zu entnehmen. In den Tabellen ist diejenige Richtung des Seilzuges positiv angenommen, die das Senken des Schrohres bewirkt. Das Gewicht

grösser als die Reibung, so führt das Rohr unter der Wirkung des Gewichtes ein und kann nur von den Hebeseilen gehalten werden. Das Niederholseil wird nicht benötigt. Es dient im allgemeinen nur dazu, das Einfahren mit Sicherheit auch bei unvorhergesehener Vergrösserung des Einfahrwiderstandes - z.B. Verkleben des Rohres in den Rohrlagern - zu gewährleisten. Aus dem erforderlichen Seilzug Q_s errechnet sich die erforderliche Kolbenkraft $P_s = Q_s \cdot \frac{n}{\pi d}$. Sie ist in Richtung der Kolbenbewegung beim Niederholen des Rohres positiv angesetzt. Auf die Kolbenunterseite wirkt



die Kraft $F_u = p \cdot F_u$
 Zylinderabmessungen: 170 mm ϕ 227 cm² Querschnitt
 Kolbenstange : 150 mm ϕ 177 " "
 Kolbenunterseite : $F_u = 50$ " "

Aus der aufgebrauchten Kolbenkraft P_u und der erforderlichen Kolbenkraft P_g resultiert die Ueberschusskraft P_w , die das Öl aus dem Zylinder durch die Rohrleitung in den Sammel-tank drückt. Der hydraulische Widerstand der Ölleitung wächst mit dem Quadrat der Durchflussgeschwindigkeit und hält so bei einer bestimmten Geschwindigkeit der Ueberschusskraft P_w das Gleichgewicht.

$$\text{Es ist } P_w = P_u - P_g$$

$$\text{und } p_w = \frac{P_w}{F_k} = \frac{P_w}{227} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

Die Ölgeschwindigkeit w im Rohr von 13 mm ϕ und die Schrohr-einfahrtgeschwindigkeit v sind in den folgenden Tabellen 48 und 49 für 15 und 5 kn Schiffsgeschwindigkeit aufgetragen. In den Diagrammen 4 und 5 sind dann die Ein- und Ausfahrtgeschw. für Schiffsgeschwindigkeiten von 15 und 5 kn gegenübergestellt.

Tabelle 48 . $V = 15 \text{ kn}$

s	Qs	Ps	Pw	$P_w = \Delta p$	w	v
m	kg	kg	kg	kg/cm ²	m/sec	m/sec
0	-537	-2550	5050	22,2	15,2	0,356
0,5	-513	-2440	4940	21,8	15,1	0,354
1,0	-477	-2270	4770	21,0	14,8	0,346
2,0	-367	-1750	4250	18,7	14,0	0,328
3,0	-214	-1020	3570	15,7	12,8	0,300
4,0	- 1	- 5	2495	11,0	10,7	0,250
4,5	+123	+ 586	1914	8,4	9,4	0,220

Tabelle 49

Tabelle 10

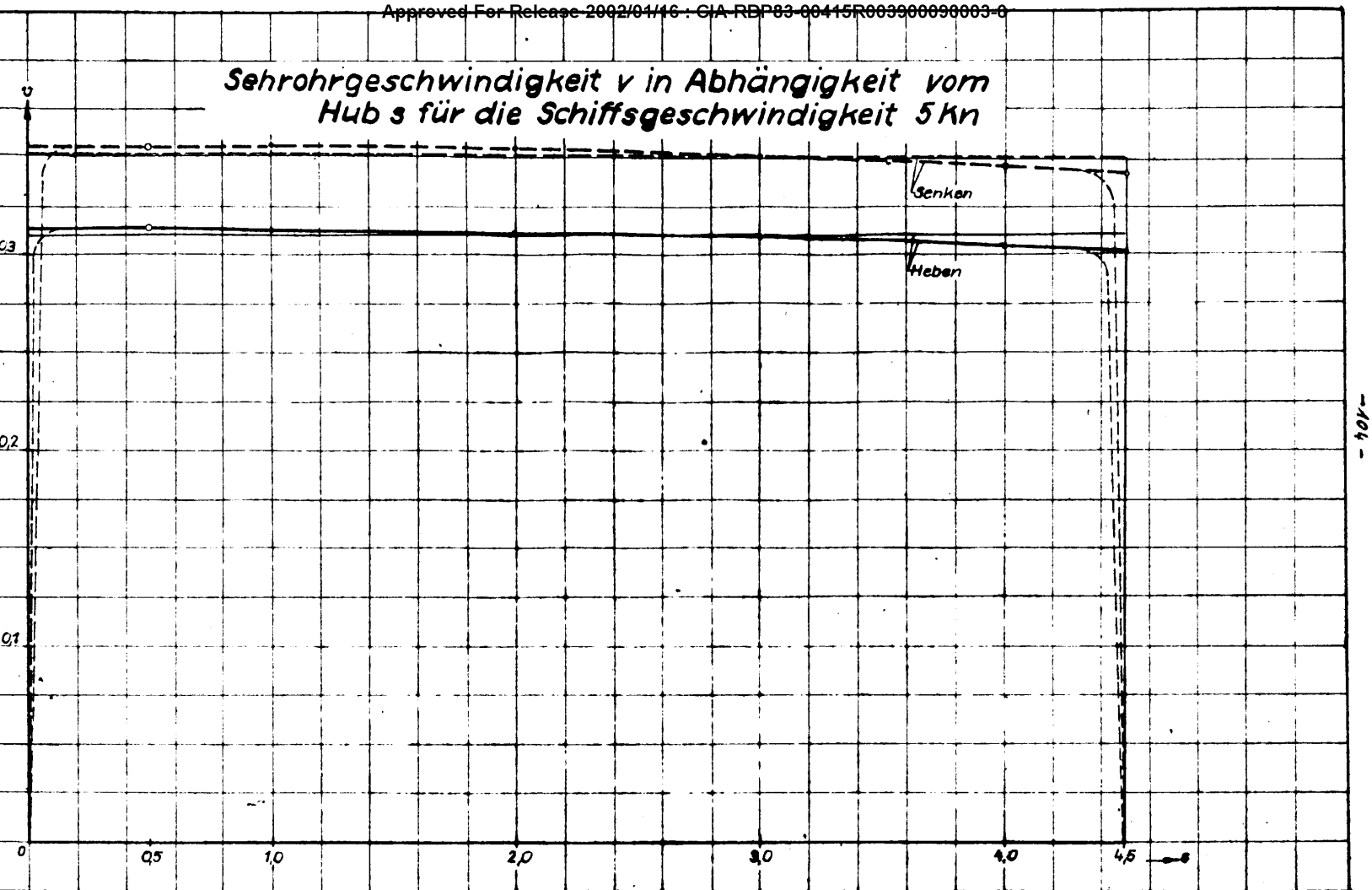
CONTROL

S	Q_s	P_a	P_w	$P_w = \Delta p$	w	$Q_{\text{neu}} = v$
m	kg	kg	kg	kg/cm ²	m/sec	m/sec
0	-537	-2550	5050	22,2	15,2	0,356
0,5	-535	-2540	5040	22,2	15,2	0,356
1,0	-530	-2520	5020	22,1	15,2	0,356
2,0	-518	-2470	4970	21,9	15,1	0,354
3,0	-501	-2380	4880	21,5	15,0	0,351
4,0	-478	-2280	4730	21,0	14,8	0,346
4,5	-463	-2200	4700	20,7	14,7	0,344

Aus den vorstehenden Tabellen und dem Diagramm auf Seite 104 ist ersichtlich, dass die Schrärgeschwindigkeit 0,32 m/sec beim Heben und 0,36 m/sec beim Senken nicht übersteigt. Diese Geschwindigkeiten sind durchaus tragbar und entsprechen den gestellten Anforderungen. Das tragende Glied dieser Anlage ist die lange Rohrleitung, die mit ihrem hydraulischen Widerstand der Ueberschusskraft das Gleichgewicht hält. Diese muss sehr sorgfältig vorliegt werden, da von ihrer Beschaffenheit die Kinematik des Schrohres abhängt. Bei Vermeidung starker Krümmungen - der Krümmungsradius soll mindestens das 5fache des Rohrdurchmessers betragen- und strömungstechnisch guter Ausbildung der Absperrorgane wird die Verschleißbildung trotz der hohen Ölgeschwindigkeiten im Rohr (bis 15 m/sec) sich in tragbaren Grenzen halten. Die Anlage ist frei von jedem Regelorgan und daher gegen Störungen ausserst unempfindlich. Sie ist im Aufbau einfach und übersichtlich. Bedienungsfehler sind nicht möglich. Es wird daher für das Schrohr diese einfache und betriebssichere Anlage vorgesehen.

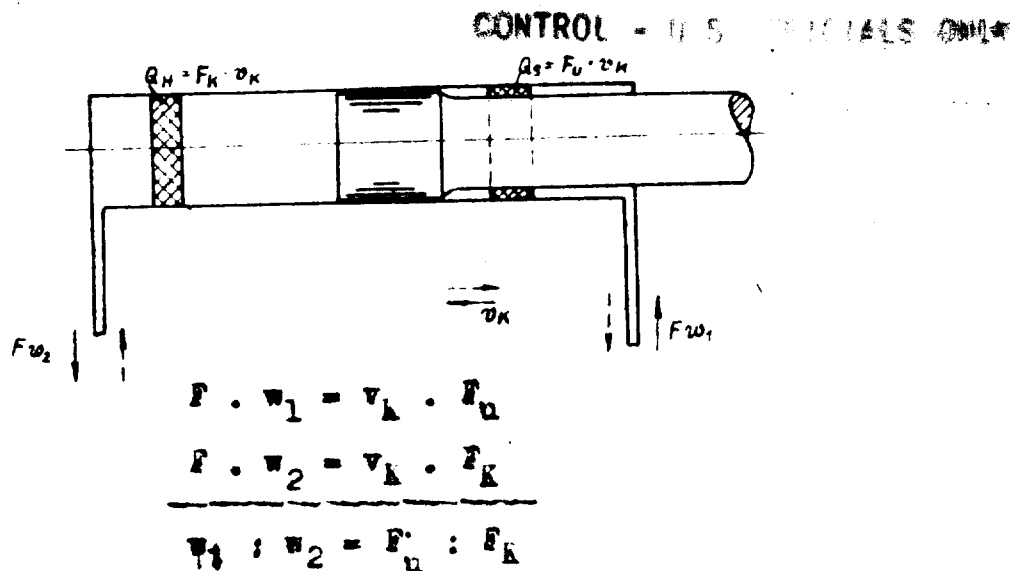
SECRET

CONTROL



Bei der Ruderanlage sind die Kräfte, die für das Ruderlegen erforderlich sind, zum Ruderlegen bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Ruderwinkeln sehr groß. Bei kleinen Schiffsantrieben und kleiner Schiffsgeschwindigkeit tritt bei der Kraftüberschuss des Kolbens, der ja für die grösste erforderliche Kolbenkraft ausgelegt ist, zum Teil etwa bis 95% der Hochkraft des Kolbens. Dadurch würde das Ruderlegen bei geringeren Fahrtstufen wesentlich schneller als bei Höchstfahrt erfolgen, so dass die Kursstabilität darunter leiden würde. Auch die Oelgeschwindigkeiten in den Nöhren würden unzulässig hohe Werte annehmen und könnten damit leicht zu unzulässigen Gerguschen führen. Es wurde daher für die Ruderanlage eine Askaniarregelung eingebaut, die die Oelzulaufgeschwindigkeit steuert. Die Askaniarregelung ist bei der Ruderanlage eingehend beschrieben. Gegen den Einbau einer solchen Regelung bei der Schrohranlage sprachen zwei Gründe:

- 1) Der Unterschied der tatsächlichen Kolbenkraft gegenüber der jeweils erforderlichen Kolbenkraft hält sich in tragbaren Grenzen. Der Kraftüberschuss beträgt etwa 30% der maximal erforderlichen Kolbenkraft, für die der Kolben ausgelegt ist.
- 2) Die Flächen der Kolbenober- und -unterseite unterscheiden sich sehr wesentlich in ihrer Grösse. Die Oelmenge beim Ausfahren ist sehr viel grösser als die Oelmenge beim Einfahren. Somit ist also die Oelzulaufgeschwindigkeit beim Heben sehr viel grösser als beim Senken.



Es würde also nicht eine Regelung der Oelzufuhr genügen, sondern es müsste der Oelzulauf beim Heben und der Oelzulauf beim Senken geregelt werden. Dadurch würde die Anlage verwickelter werden. Es ist daher die weiter oben beschriebene, im Aufbau klare und einfache und praktisch störungsfreie Anlage für den Sechrohrantrieb gewählt worden. Die Anlage ist berechnet für ein Sechrohr von 650 kg Gewicht und 4,50 m Ausfahrhub.

Für das zweite Sechrohr ist das Gewicht zu 550 kg angegeben. Alle anderen Abmaße bleiben bestehen. Damit wird die notwendige Zugkraft $650 - 550 = 100$ kg geringer als beim schwereren Sechrohr, also wird

$$\underline{Q_{\max}} = 2208 - 100 = \underline{2108 \text{ kg}} \quad (\text{vgl. S. 77})$$

Die dem Seilzug entsprechende Kolbenkraft wird

$$P = \frac{Q \cdot n}{4 \cdot u} = \frac{2108 \cdot 4}{0,84} = \underline{10050 \text{ kg}}$$

die entsprechende Kolbenfläche

$$F_K = \frac{P}{p} = \frac{10050}{50} = 201 \text{ cm}^2$$

Der Rohrquerschnitt der Oelleitungen wird wie beim ersten Schrohr zu 13 mm² entsprechend einem Querschnitt von $F = 1,33 \text{ cm}^2$ angenommen. Dann ist die Kolbengeschwindigkeit

$$v = 4 \cdot \frac{F}{F_A} \cdot w = 4 \cdot \frac{1,33}{201} \cdot w = 0,0265 w$$

Mit der notwendigen Endgeschwindigkeit beim Heben des Schrohres von $v_0 = 0,15 \text{ m/sec}$ wird die Oelgeschwindigkeit im Rohr bei Hubende

$$w_0 = \frac{v_0}{0,0265} = \frac{0,15}{0,0265} = 5,66 \text{ m/sec.}$$

Bei gleichen Rohrleitungswiderständen wie beim ersten Schrohr wird dann der Druckverlust am Hubende (vgl. 3. 91):

$$\Delta p_0 = \frac{w_0^2}{10,45} = \frac{5,66^2}{10,45} = 3,06.$$

Die notwendige Kolbenkraft am Hubende wird dann:

$$P' = P + \Delta p_0 \cdot F'$$

$$F' = \frac{P'}{p} = \frac{P}{p} + \frac{\Delta p_0}{p} \cdot F'$$

$$F' = \frac{P}{p(1 - \Delta p_0/p)} = \frac{10\,050}{50(1 - 3,06/50)} = 214 \text{ cm}^2.$$

Damit ergibt sich der Kolbendurchmesser zu $D = 165 \text{ mm } \phi$,
gewählter Schaftdurchmesser $d = 150 \text{ mm } \phi$.

Da die genauen Abmasse des Schrohres nicht bekannt sind, da Form bei der Annahme gleicher Abmasse die Kraft- und Geschwindigkeitsdiagramme sich nur wenig ändern, wird von einer besonderen Berechnung des zweiten Schrohrantriebes Abstand genommen. Die vorliegende Berechnung ist so eingehend dargestellt, dass sie als Schema für alle derartigen Aufgaben dienen kann.

CONTROL - U S OFFICIALS ONLY

Festigkeitsrechnung

1). Arbeitszylinder

Werkstoff Stg 45, 81

Innendurchmesser $d_1 = 170 \text{ mm}$

maximaler Innendruck $p = 60 \text{ kg/cm}^2$

$$\text{Aussendurchmesser } d_a = \frac{5 \sigma_{zul} + 0,4 p}{5 \sigma_{zul} - 1,3 p} \cdot d_1$$

$$\sigma_{zul} = 500 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_a = \frac{500 + 24}{500 - 78} \cdot d_1 = 190 \text{ mm}$$

Ausgeführt ist aus Gründen zusätzlicher Steifigkeit eine Wandstärke von $s = 14 \text{ mm}$ entsprechend $d_a = 198 \text{ mm}$. Damit wird

$$\sigma = \frac{1,3p + 0,4 p \cdot (d_1/d_a)^2}{1 - (d_1/d_a)^2}$$

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 60 + 0,4 \cdot 60 \cdot 0,735}{1 - 0,735} = 362; \sigma = 362 \text{ kg/cm}^2$$

2.) Drahtseil. Kolbendurchmesser D = 170 mm

max. Betriebsdruck $p = 60 \text{ kg/cm}^2$

" Kolbenkraft $P = 13600 \text{ kg}$

Das Schrohr hängt an 2 Seilen mit je 4 Seilparten.
maximaler Seilzug somit $S = \frac{P}{8} = \frac{13600}{8} = 1700 \text{ kg}$.

Gewählt wird ein sechslitziges Rundseil mit 222 Drähten und einer Festigkeit von $\sigma_B = 18000 \text{ kg/cm}^2$ nach DIN 535

Seilnenn $\phi = 13 \text{ mm}$; Einzeldraht $\phi = 0,6 \text{ mm}$;

Gesamt-Drahtquerschnitt $F = 62,8 \text{ mm}^2 \hat{=} 0,628 \text{ cm}^2$

$$\sigma = \frac{S}{F} = \frac{1700}{0,628} = 27000 \text{ kg/cm}^2$$

Sicherheit gegen Bruch $\frac{\sigma_B}{\sigma} = \frac{18000}{27000} = 0,66$

CONTROL - U S OFFICIALS ONLY

-109-

CONTROL - 4 5 OFFICIALS ONLY

werkstoff: Tiegelstahldraht mit $\sigma_B = 180 \text{ kg/mm}^2$ Normbezeichnung: Drahtseil 13 B 180 DIN 655 verzinkt.

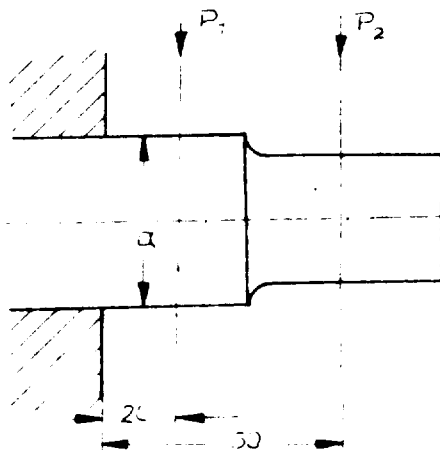
Auf den deutschen U-Booten wurde zeitweise als Drahtwerkstoff Stahl Cr Ni 18/8 (V2A-Stahl, rostfrei) verwendet, doch bei den nicht rostfreien Stahldrähten nach kurzer Zeit starke Rosterscheinungen zeigten. Bei der hohen Dehnung dieses Materials (Streckgrenze $20 - 35 \text{ kg/mm}^2$, Zugfestigkeit $60 - 75 \text{ kg/mm}^2$) musste ein Vorrecken der Seile vorgenommen werden, welches auch nach Wiedereinführung der Kohlenstoffstahlseile (wegen Chrommangels) beibehalten wurde.

Für Auf- und Niederholseile werden dieselben Seile verwandt.

Die Seilbiegedurchmesser sind zu 180 mm gewählt, entsprechend dem rund 14fachen des Seildurchmessers und dem 300fachen der Drahtstärke. Im allgemeinen soll der Biegedurchmesser mit Rücksicht auf die Lebensdauer der Seile den 20fachen Seildurchmesser nicht unterschreiten, wobei dann die volle Seilfestigkeit erreicht wird. Bei kleinerem Rollendurchmesser setzt die Biegebeanspruchung die Seilfestigkeit herab. Durch den Sicherheitsfaktor werden diese und andere rechnerisch nicht erfassbare Anteile der Festigkeitsverminderung aufgehoben. Eine Versuchsreihe zur Bestimmung des kleinsten Rollendurchmessers ist in der Zeitschrift VDI vom 7. August 1943 in einem Aufsatz über den "Einfluss der Dicke auf die Eigenschaften von Stahlseilen" beschrieben.

CONTROL - 4 5 OFFICIALS ONLY

3). Rollenachse Kolbenkopf



Die rollenachse wird auf Biegung beansprucht.

$$P_1 = P_2 = 2.3 = 2.1700 = 3400 \text{ kg}$$

$$M_b = 3400 \cdot 2 + 3400 \cdot 5 = 23800 \text{ cmkg}$$

$$d = 50 \text{ mm } \phi; W = 12,27 \text{ cm}^3$$

Biegebeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{23800}{12,27} \quad \sigma_b = 1940 \text{ kg/cm}^2$$

Werkstoff: Flusstahl mit mindester Zugfestigkeit von 70 kg/mm^2
und Streckgrenze von $\sigma_f = 35 \text{ kg/mm}^2$, Kohlenstoffgehalt $\approx 0,6\%$

Werkstoffbezeichnung nach DIN 1611:

St 70.11

$$\text{Lagerbelastung: } p = \frac{P_1}{F} = \frac{3400}{4.5} = 170 \text{ kg/cm}^2 \quad p = 170 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Scherbeanspruchung } \tau = \frac{P_1 + P_2}{d^2/4} = \frac{6800}{19,6} = 347 \quad \tau = 350 \text{ kg/cm}^2$$

4). Kolbenstange

Kolbenkraft 13 600 kg

Kolbenstangendurchmesser aussen 150 mm
" innen 120 mm

" querschnitt 54 cm²

$$\text{Zugbeanspruchung } \sigma = \frac{13600}{54} \quad \sigma = 252 \text{ kg/cm}^2$$

Werkstoff MnBz (94% Cu, 6% Mn) $\sigma_B = \sigma 40 \text{ kg/mm}^2$

e) 4 Antriebe für Entlüftungsventile

Es sind 4 Entlüftungsgruppen vorgesehen (s. Skizze S. 104).
Entlüftungsgruppe 1 entlüftet Tauchzelle 1 (1 Ventil),

" 2 " Tauchzellen 2 und 3 Backbord und Steuerbord (4 Ventile)

" 3 " Tauchzellen 4 und 5 Backbord und Steuerbord (4 Ventile)

" 4 " Tauchzelle 6 (1 Ventil).

Die Antriebe werden aus Gründen der Vereinheitlichung für alle 4 Gruppen gleich ausgeführt. Die Herstellung wird dadurch billiger und die Ersatzteilkhaltung vereinfacht. Zum Öffnen wird die Kolbenunterseite beaufschlagt. Die Kolbenstange öffnet dann über einen Kniehebel die Entlüftung. Die Abbremsung am Hubende wird selbsttätig vom Kolben besorgt, indem ein auf der Kolbenoberseite angebrachter Flunger in einen zylindrischen Raum hineinstößt und das darin befindliche Öl durch eine sehr kleine Öffnung her austreibt. Beim Schließen wird die Kolbenoberseite beaufschlagt; wobei die Abbremsung bei Hubende in ähnlicher Weise erfolgt. Die Kolbenstange drückt dabei den Kniehebel etwas über seine Endlage hinaus, um ein selbsttätiges Öffnen bei Öldruckentlastung zu verhindern. Die Elastizität der Gummidichtung des Ventils legt diese Bewegung zu.

Der Kolbendurchmesser des Antriebes ist $d = 80 \text{ mm}$

" " hub " " " $s = 170 \text{ mm}$

" Kolbenstangen-Ø $d_s = 35 \text{ mm}$

Kolbenfläche Oberseite $F_o = 50,3 \text{ cm}^2$

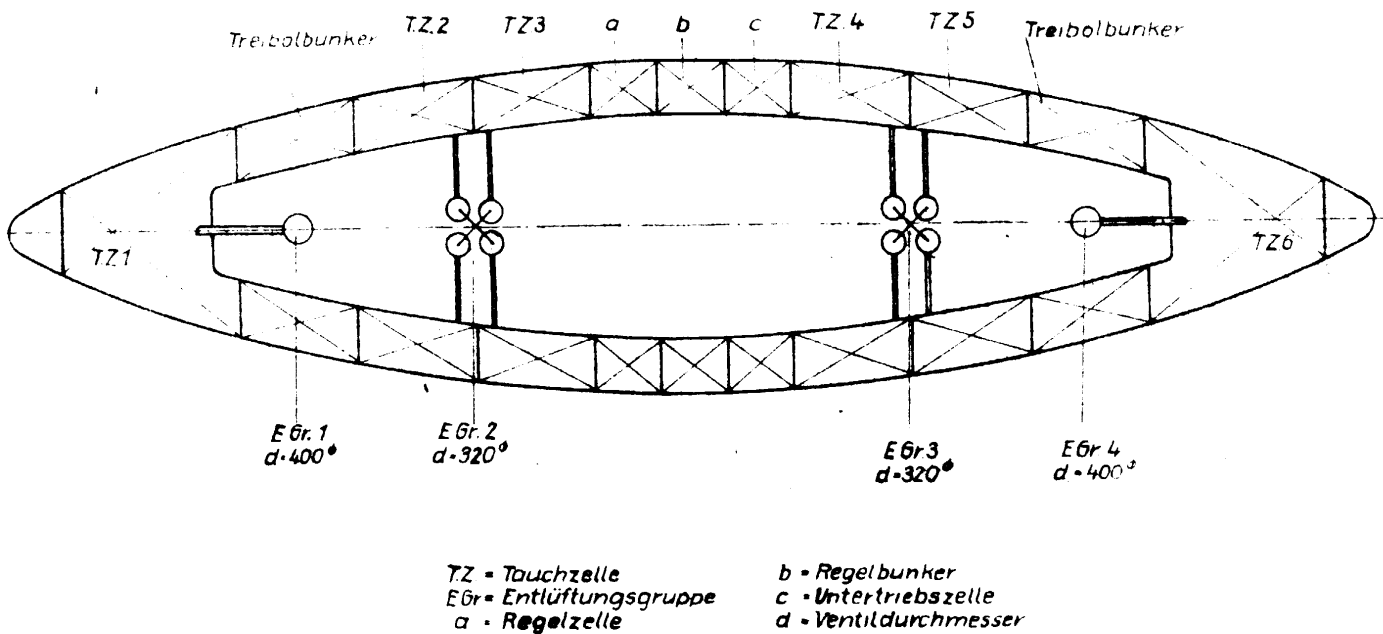
" Unterseite $F_u = 40,6 \text{ "}$

Kolbenkraft beim Schließen $P_s = 2520 \text{ kg}$

" " Öffnen $P_o = 2030 \text{ kg}$

Kolbenreibung $L = \pi \cdot a \cdot d \cdot p$

Schema der Tauchzellen- und Entlüftungsgruppenanordnung.



a = Höhe der Anlagefläche der Perbunan-Manschette

$$a = 2 \times 0,5 = 1 \text{ cm}$$

μ = Reibungsbeiwert der Perbunanichtung (Dichtung gegen Öl)

$$\mu = 0,08$$

$$K = T \cdot 1 \cdot 8 \cdot 50 \cdot 0,08 = 100 \text{ kg}$$

Stopfbuchsenreibung Kolbenstange

$$K_s = T \cdot a \cdot d_s \cdot p \cdot \mu$$

$$K_s = T \cdot 1,2 \cdot 3,5 \cdot 50 \cdot 0,08 = 53 \text{ kg}$$

Stopfbuchsenreibung Zugstange

$$K_z = T \cdot a \cdot d_z \cdot p_a \cdot \mu$$

$$d_z = \text{Durchmesser der Zugstange} = 42 \text{ mm}$$

$$a = \text{Stopfbuchsenhöhe} = 12 \text{ mm}$$

$$\mu = \text{Reibungsbeiwert der Perbunanichtung (Dichtung gegen Seewasser)} \mu = 0,12$$

$$p_a = \text{Anlagedruck auf Perbunanstülfläche}$$

$$p_a = 2 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_z = T \cdot 1,2 \cdot 4,2 \cdot 2 \cdot 0,12 = 4 \text{ kg}$$

An Stopfbuchsenreibung insgesamt zu überwinden:

$$K + K_s + K_z = 100 + 53 + 4 = 157 \text{ kg.}$$

Die überschüssige Kraft wird zur Ueberwindung der Lagerreibung und zur Beschleunigung aufgezehrt. Die Anlage ist so Überdimensioniert, um auch bei eventuellem Verklemmen der Zugstange oder Ventilstängel ein sicheres Arbeiten zu gewährleisten, da von dem guten Funktionieren der Entlüftungen die Sicherheit des Bootes weitgehend abhängt. Als Zuleitung wird ein Rohr von 13 mm ZN angeschlossen. Als Mindestöffnungszeit werden 2 sec verlangt. Das ergibt eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von:

$$v = \frac{s}{t} = \frac{0,17}{2} = 0,085 \text{ m/sec}$$

und eine mittlere Oelgeschwindigkeit im Rohr von:

$$v = \frac{v_{p0}}{\sqrt{2}} = \frac{0,085}{1,33} = 0,064 \text{ m/sec}$$

4) Funkpeiler (Radar)

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6

Die Forderung eines hydraulischen Antriebes für den Funkpeiler beruhte auf einem Übersetzungsfehler. Wir errichteten den Funkpeiler als ein Gerät zur Standortbestimmung auf Funktechnischem Wege. Die Wellenlängen liegen im Kurzwellenbereich. ($\lambda \sim 10 \times 50$ m). Den Sendern sind bestimmte international festgelegte Wellenbänder zugeteilt. Diese Funkpeiler waren auf allen deutschen U-Booten vorhanden und wurden durch Pressluft angetrieben. Nach Fertigstellung des 1. Teiles der Aufgabe, der zuerst einmal einen Überblick über die Anlage und über die Druckölverbräuche ergeben sollte, stellte es sich heraus, dass unter dem Wort Funkpeiler das Radargerät, das mit dm- und cm-Wellen arbeitet, gemeint war.

($\lambda \sim 5 \times 80$ cm) An Bord der deutschen U-Boote wurde ein Radargerät, das die Möglichkeit des Sendens und Empfangens bietet, erst gegen Ende des Krieges eingebaut, Anfangs ^{war} lediglich ein Funkmessbeobachtungsgerät (Fu MB), das nur den Empfang des Radarverkehrs ermöglichte, ^{vorhanden.} Die Empfangsantenne dieses Gerätes war zunächst als Runddipol auf dem Kippschwenkel angebracht. Für den ausfahrbaren Teil der Radareinrichtung wurden folgende Daten angenommen:

Gewicht $G = 650$ kg

Hub $s = 4,5$ m

Diese Daten waren auch für den Schwenkantrieb gegeben. Es wird daher derselbe Antrieb für den Radar-Mast vorgesehen. Damit wird

Kolbendurchmesser $d = 170$ mm

Kolbenhub $s_k = 1125$ mm

Flaschenzugübersetzung $i = 4$

Die weiteren Maße sind der Tabelle auf S. 476 zu entnehmen.

e) Ausfahreinrichtung der StabantenneGesicht $G = 200 \text{ kg}$ Hub $h = 2,5 \text{ m}$ Hubzeit $t = 8 \text{ sec}$

Die Kolbenstange ist direkt mit der Stabantenne verbunden. Die Abmasse für Zylinder und Kolbenstange ergeben sich aus konstruktiven Rücksichten heraus. Sie überschreiten die in Teil 1 überschläglich errechneten erheblich, um bei dem grossen Hub eine genügende Steifigkeit zu gewinnen. Da der Gebrauch der Stabantenne nur bei Ueberwasserfahrt infrage kommt, ist der durch die grösseren Abmasse bedingte Mehrölverbrauch nicht erheblich. Es sind keine Maße für die Stabantenne gegeben, so dass die in Teil 1 erfolgte Berechnung als ausreichend angesehen wird.

f) Antrieb für Kippsechsnorchel

Der Antrieb ist in Teil 1 berechnet.

g) Antrieb der Decrel für 4 Torpedomastrohre

Der Antrieb ist in Teil 1 berechnet.

2. Ermittlung der Pumpenleistung

Mit den z.T. veränderten Abmessungen der einzelnen Antriebe gegenüber dem Teil I der Aufgabe (s.S. 19 ff.) errechnet sich anhand der endgültigen Tabelle auf S. 116 (im Teil I Tabelle 3, S. 19) der durchschnittliche stündliche Ölverbrauch.

1). Ölverbrauch der dauernd betätigten Antriebe:

a₁) Haupttruder: im Mittel 15% des Höchstverbrauches

a₂) beide Tiefenruder: im Mittel 15% des Höchstverbrauches

b₁) 1 Sechrohr (650 kg): " " 10% "

- 116 -

Tabelle 20
(Zusammenstellung der ausgeführten
Abmaße der Anlage gemäß der Aufgabe.)

Art- Zeichn.	Anz.	Antrieb	Holzen*	Hubenfl.	Kraft	Hub	Hubraum	Hubzeit	Schnitt	Schnitth.	Hubenun	Ruck Stellkraft	Stellkraft	Hubraum	Hubzeit	Ölver- brauch	Enters	Min. sec	L. W.	Stellkraft	Ölverbrauch
			mm	cm²	kg	mm	dm³	sec	mm	cm²	cm²	kg	q/c	dm³	sec	cm³/sec	dm³/sec	min	cm³	dm³	cm³
a ₁	1	Haupttruder	300	707	35350	450	31.6	28	50	19.0	687	34350	97.2	309	28	1.14	1.11	1.13	25	4.91	2.32
a ₂	2	Tiefenruher	230	415	20750	425	11.7	23	50	19.0	395	19750	95.2	16.8	23	0.77	0.73	0.75	20	3.76	2.45
a ₃	1	Bugtruder Aus.	70	385	1925	1000	3.85	20	50	19.0	18.9	947	4.9	189	20	0.19	0.09	0.14	10	0.79	2.41
b ₁	1	Sehrohrwinde 650kg	170	227	11350	1125	25.0	17	150	177	50	2500	22	5.64	14	1.50	0.40	0.35	13	1.33	11.3
b ₂	1	Sehrohrwinde 550kg	165	214	10700	1125	24.1	17	150	177	37	1850	17.3	4.16	14	1.42	0.30	0.30	13	1.33	10.7
c	4	Schnellentlufungsvor.	80	503	2520	170	0.85	2	35	9.7	40.6	2030	80.0	0.69	2	0.43	0.35	0.39	13	1.33	13.24
d	1	Radarmast 650kg	170	227	11350	1125	25.0	17	150	177	50	2500	22	5.64	14	1.50	0.40	0.35	13	1.33	11.3
e	1	Stabantenne	45	159	735	2500	3.98	6	40	12.0	3.3	105	20.8	0.82	8	0.50	0.10	0.3	16	2.07	2.49
f	1	Klappschneichel	210	340	17300	900	31.2	20	90	0.4	282	14100	81.3	25.4	20	1.50	1.27	1.42	25	4.91	3.78
g	4	Deckel Torpedorohr	70	385	1925	275	1.00	4	50	19.0	18.9	945	4.9	0.92	4	0.27	0.13	0.20	10	0.79	18.42

- a₃) Nutztiefenruderausschwenkvorrichtung 1mal in 6 Std. aus- u. einschwenken
 c) Entlüftungsventile 1 " " 6 " öffnen u. schließen
 d) Radargerät 2 " " 1 " heben u. senken
 e) Stabantenne 1 " " 6 " " " "
 f) Luftmast 1 " " 6 " aufrichten u. beklappen
 g) Deckel für Torpedorohre 1 " " 8 " öffnen u. schließen

Damit errechnet sich der mittlere stündliche Ölverbrauch zu:

$Q_{a1} = 1,13 \cdot 0,15 \cdot 3600$	= 610	(1/std)
$Q_{a2} = 0,75 \cdot 0,15 \cdot 3600 \times 2$	= 810	"
$Q_{a3} = 0,14 \cdot 40 : 6$	= 0,9	"
$Q_{b1} = 0,95 \cdot 0,1 \cdot 3600$	= 342	"
$Q_c = 0,39 \cdot 4 : 6$	= 0,3	"
$Q_d = 0,95 \cdot 31 \cdot 2$	= 58,9	"
$Q_e = 0,3 \cdot 16 : 6$	= 0,8	"
$Q_f = 1,42 \cdot 40 : 6$	= 9,5	"
$Q_g = 0,2 \cdot 8 : 8$	= 0,2	"
Summe:	1832,6	1/std

aufgerundet: $Q_{ges} = 1850 \text{ l/std}$

Die im Teil I vorgesehene Pumpe (Imo-Pumpe/Typ 45 - 6) mit einer Fördermenge von 3900 l/std ist auch für den höheren mittleren Ölbedarf von rund 1850 l/std bei einer Reserve von 100% voll ausreichend. Es wird daher auf den Teil I S.21 verwiesen.

Ein Spitzenbedarf tritt bei gleichzeitiger Betätigung mehrerer hydraulischer Antriebe auf. Die plötzliche Betätigung folgender Anlagen wird dabei zugrunde gelegt:

- 1.) Ruder von Hartlage zurück auf Null legen
- 2.) Sehrohre, Radarmast und Stabantenne einfahren
- 3.) Luftmast beklappen
- 4.) Deckel für Torpedorohre schließen

Diese Verbraucher sind in der folgenden Uebersicht zusammengestellt.

Verbraucher - Uebersicht

	Verbraucher:	Kurzzeichen:	sekundl. Öl- verbrauch l/sec	Betriebsdauer sec
1.	Seitenruder	a ₁	1,14	14
	beide Tiefenruder	a ₂	2x0,77	11,5
2.	Behrrohr einfahren	b ₁	0,40	13
	Rudermast "	d	0,40	13
	Stabantenne "	e	0,10	8
3.	Luftmast beiklappen	f	1,27	20
4.	Torpedodeckel schließen	g	0,13	4

In der nun folgenden Tabelle sind die Verbraucher nach ihrer Betriebsdauer geordnet. Gleichzeitig ist in dieser Tabelle der Verbrauch aller jeweils zusammenarbeitenden Antriebe summiert.

Tabelle 21

Nr.	Verbraucher	Kurzzeichen	sek. Ölverbrauch l/sec	Summe der sek. Ölverbr. l/sec.	Betriebsdauer sec
I	Luftmast	f	1,27	1,27	20
II	Haupt- ruder	a ₁	1,14	2,41	14
III	Behrrohr u. Radar- mast	b ₁ +d	0,80	3,21	13
IV	Tiefenruder	a ₂	1,54	4,75	11,5
V	Stabantenne	e	0,10	4,85	8
VI	Torpedodeckel	g	0,13	4,98	4

Aus vorstehender Tabelle entwickelt sich die nachstehende Tabelle,

wie bereits in Teil I S. 22 gezeigt.

Tabelle 22

Spalte	1	2	3	4	5	6	7	Summe:
Zeitablauf	sec	4	8	11,5	13	14	20	--
Betriebs- dauer	sec	4	4	3,5	1,5	1	6	20
sekundl. Oel- verbrauch	Ltr/sec	4,98	4,85	4,75	3,21	2,41	1,27	--
absoluter Oelverbr.	Ltr	20,0	19,4	16,6	4,8	2,4	7,6	70,8
von Pumpe nachgefordert	Ltr	4,3	4,3	3,8	1,7	1,1	6,5	21,7
absoluter Spitzenbe- darf	Ltr	15,7	15,1	12,8	3,1	1,3	1,1	49,1
sekundl. Spit- zenbedarf	Ltr/sec	3,92	3,78	3,66	2,06	1,3	0,18	
" "	"		im Mittel					2,46

Der absolute Spitzenbedarf ist mit $Q = 49,1$ l. Der sekundliche Spitzenbedarf ist bei den vorausgesetzten Annahmen im Höchstfall $3,92 \text{ l/sec} \hat{=} 14 \cdot 100 \text{ l/std}$ und im Mittel $\frac{49,1 \cdot 3600}{20} = 8830 \text{ l/std}$.

Da dieser Leistungsbedarf nur kurzzeitig auftritt, wäre es unwirtschaftlich, die Pumpe und insbesondere deren Antriebsmotor für den Spitzenbedarf auszuliegen. Man sieht daher als Reserve für den Spitzenbedarf einen Windkessel vor. Um diesen Windkessel nicht allzu groß werden zu lassen, legt man einen Anfangsdruck von 60 at zu. Der Luftpuffer dehnt sich (angenähert isotherm) aus, wenn die Pumpenförderung den Oelbedarf nicht mehr deckt. Da die Antriebe für 50 at berechnet sind, bleibt die Anlage solange voll leistungsfähig, bis der Druck des Luftpuffers und damit des Oeles infolge der Ausdehnung des ersteren auf 50 at abgefallen ist. Ein längerer

Ueberbedarf kann nicht gedeckt werden, da die Pufferreserve dann erschöpft ist und nur noch die Fördermenge der Pumpe zur Verfügung steht. Diese ist aber so reichlich ausgelegt, dass ein Aussetzen der Anlage bei sachgemäßer Bedienung praktisch nicht vorkommt. Der Betriebsdruck liegt also zwischen 50 und 60 at. Die Oelgeschwindigkeiten können auch bei 60 at wegen der hydraulischen Verluste in den Leitungen nicht übermäßig anwachsen, so dass sich die Geschwindigkeiten in den einzelnen Antrieben und den zugehörigen Mehrleitungen in normalen Grenzen halten. Bei der ehemaligen deutschen Marine wurden die Forderungen stets für den ungünstigsten Fall gestellt. So sind auch hier die Forderungen verstanden worden, so dass es nicht nachteilig erscheint, wenn die Antriebe bei dem Betriebshöchstdruck von 60 at schneller arbeiten als bei dem Betriebsmindestdruck von 50 at, für den sie berechnet sind. Jedenfalls erscheint eine Regelung, die den Druck in der Druckölsulaufleitung auf 50 at konstant hält, bei der Anlage überflüssig, da sie diese nur unnötig kompliziert und somit störanfällig macht.

Der Luftpuffer berechnet sich dann in der in Teil I S.23 angegebenen Weise.

Es ist:

$$V_0 = \frac{Q}{1/p_1 - 1/p_2} = \frac{43,1}{1/50 - 1/60} = 14700 \text{ l}$$

$$V_2 = V_0 \frac{p_0}{p_2} = \frac{14700}{60} = 245 \text{ l}$$

Die Druckölflasche soll einen Inhalt von 320 l haben, der gefüllt wird von 65 l Oel und 255 l Druckluft.

3. Ueberschlägliche Berechnung des Ölbedarfs der Anlage

Die Zusammenstellung des Ölbedarfs ist im Teil I, S. 24, näher erläutert. Es wird daher auf das dort Gesagte verwiesen.

a) Ölmenge in den Hilfsmaschinen

Diese füllt die Nubrgume der Arbeitszylinder der einzelnen Antriebe aus. Die einzelnen Ölmenngen sind:

a ₁) Hauptruder	31,8	Ltr
2) vordere und hintere Tiefenruder	2x17,7=	35,4 "
3) Bugruderausschwenkvorrichtung	3,85	"
b ₁) 1 Schrohrwinde (G=650 kg)	25,6	"
b ₂) " (G=550 kg)	24,1	"
c) 4 Entlüftungsgruppen	4x0,85=	3,4 "
d) 1 Radarausfahrgerst	25,6	"
e) 1 Stabantenne	3,98	"
f) 1 Kippsehnorchel	31,2	"
g) 4 Deckel für Torpedorohre	4x1,06=	4,24 "

Summe: 189,17 Ltr

Aufgerundet $V_H = 190$ Ltr

b) Ölmenge in der Druckölerzeugungsanlage

Inhalt der Druckölflasche 65 Ltr.

Gesamtinhalt der Druckölerzeugungsanlage geschätzt zu:

$V_D = 120$ Ltr

c) Menge in den Rohrleitungen

Rohrdurchmesser und Rohrlängen sind dem Rohrplansch aus der folgenden Seite entnommen.

sie sind:

1). Saugrohr von Oelsammeltank bis Pumpe:	60 mm LW Länge 1.5-3m
2). Oelrücklaufrohr von Höhe Pumpe bis Oelsammeltank:	50 " " " 1.5-5m
3). Gemeinsamer Hin-u.Rücklauf für Antriebe im Vorschiff:	25 " " " 2.30-60m
4). Hin-u.Rücklauf für Torpedodeckelantrieb und Bugtiefenruderaus-schwenkvorrichtung:	10 " " " 2x2.10-40m
5). Hin-u.Rücklauf für vorderes Tiefenruder:	20 " " " 2.10-20m
6). Hin-u.Rücklauf Entlüftungsgruppen 3 und 4:	13 " " " 2x2.5 -20m
7). Gemeinsamer Hin-u.Rücklauf für Antriebe in zentrale und Hinterschiff:	50 " " " 2.2-4m
8). Gemeinsamer Hin-u.Rücklauf für Antriebe im Hinterschiff:	40 " " " 2.3-6m
9). Gemeinsamer Hin-u.Rücklauf für Antriebe der Heckruder:	30 " " " 2.25-30m
10). Hin-u.Rücklauf für hinteres Tiefenruder:	20 " " " 2.5-10m
11). Hin-u.Rücklauf für Hauptruder:	25 " " " 2.5-10m
12). Hin-u.Rücklauf Entlüftungsgruppen 1 und 2:	13 " " " 2x2.5-20m
13). Hin-u.Rücklauf für Kippsechrohrhel:	25 " " " 2.10-20m
14). " " " 2 Schrohre und Radarmast:	13 " " " 3x2.10-60m
15). Hin-u.Rücklauf für Stabantenne:	16 " " " 2.10-20m

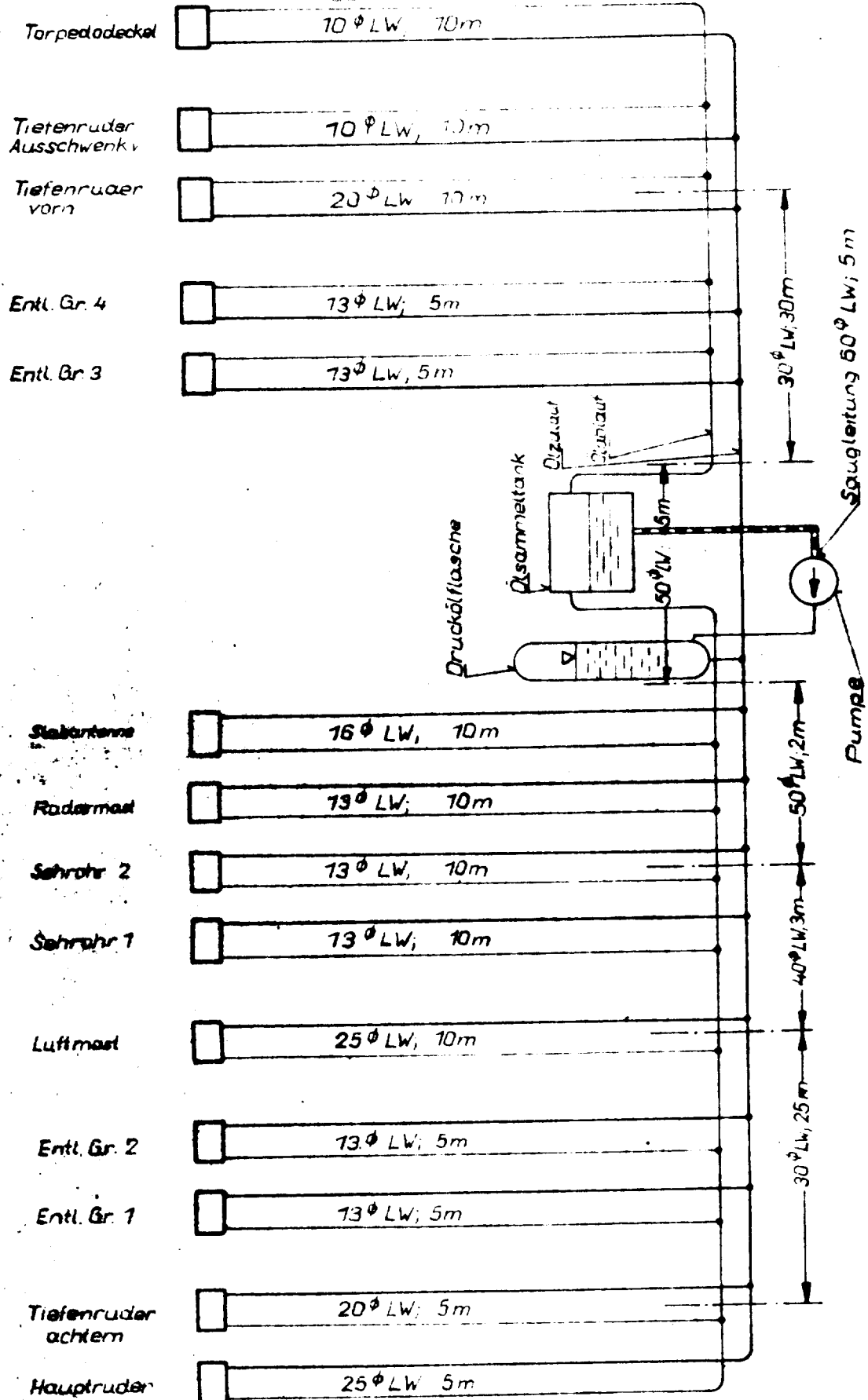
In der folgenden Tabelle sind die lichten Weiten, Querschnitte, Längen und Volumina der einzelnen Rohrgruppen zusammengestellt.

- 123 -

CONTROL

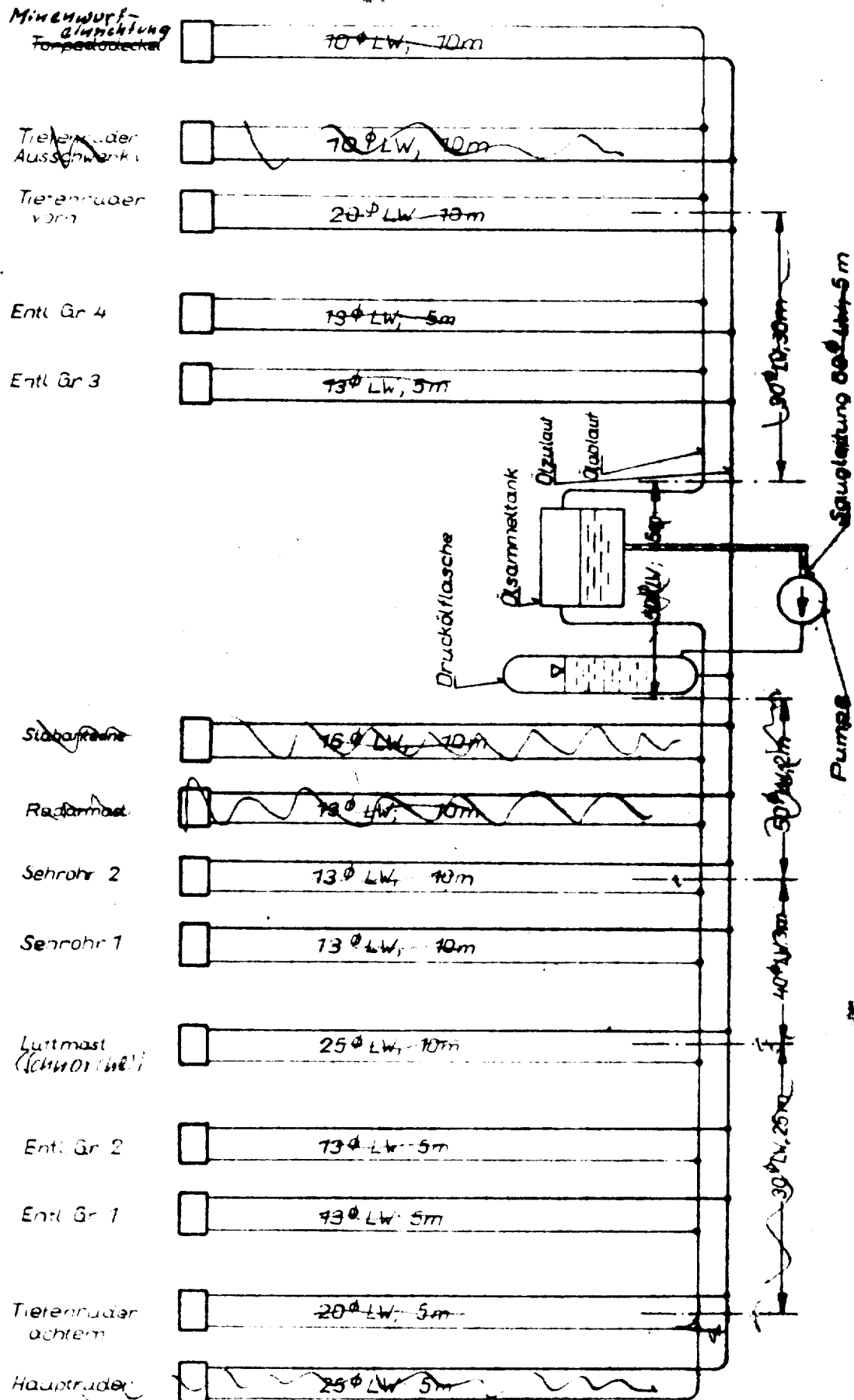
INITIALS ONLY

Rohrplanschema



INITIALS ONLY

Rohrplanschema
der Druckölanlage Typ B



124

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6

Mohrgruppe	Lichte weite mm	Querschnitt cm ²	Länge m	Rohrinhalt m ³
1	60	28,3	5	14,2
2	50	19,64	5	9,8
3	25	4,91	60	29,5
4	10	0,79	40	3,2
5	20	3,14	20	6,3
6	13	1,33	20	2,7
7	50	19,64	4	7,9
8	40	12,57	6	7,5
9	50	7,07	50	35,4
10	20	3,14	10	3,1
11	25	4,91	10	4,9
12	13	1,33	20	2,7
13	25	4,91	20	9,8
14	13	1,33	60	8,0
15	16	2,01	20	40,2
Summe:				185,2

Durch Summation der letzten Spalte der Tabelle ergibt sich die Oelmenge im Rohrnetz zu rund $V_R = 190$.

Die Oelmenge der gesamten Anlage ergibt sich dann zu:

$$V = V_H + V_D + V_R = 190 + 120 + 190 = 500 \text{ Ltr.}$$

Bei der üblichen 80% Füllung muss der Oelsammeltank einen Rauminhalt von $600 \text{ Ltr} \hat{=} 0,6 \text{ m}^3$ erhalten, um die Gesamtölmenge aufnehmen zu können.

4). Berechnung der Handpumpe

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6

Der Aufbau der Handpumpe geht aus der Konstruktionszeichnung hervor. Um bei geringem Platzbedarf eine möglichst leistungsfähige Pumpe zu erhalten, wurde eine doppelwirkende Pumpe gebaut. Der Antrieb der beiden Kolben erfolgt über ein Querhaupt in der Weise, dass bei jedem Gang wechselseitig je ein Kolben Öl ansaugt und der andere das geförderte Öl in die Leitung drückt. Um die hydraulischen Widerstände möglichst herabzusetzen, sind Kegelventile verwandt worden.

Bei einer Handkraft von 25 kg soll der Öldruck 100 kg/cm² betragen. Der Angriffspunkt der Handkraft sei 1250 mm über dem Drehpunkt des Querhauptes. Die mittlere Entfernung vom Drehpunkt des Querhauptes bis Mitte Kolben ist 60 mm. Dann gilt

$$25 \cdot 1250 = (100 \cdot F_k) \cdot 60$$

$$F_k = \frac{25 \cdot 1250}{60 \cdot 100} = 5,2 \text{ cm}^2$$

Ausgeführt: Kolben-Ø

d = 25 mm

Kolbenfläche damit

F = 4,91 cm²

Stopfbuchsenreibung $S = \pi \cdot d \cdot a \cdot p \cdot \mu$

$S_D =$ " " beim Druckhub

$S_S =$ " " Saughub

a = Höhe der Anlagefläche der Perbunanmanschette

a = 12 mm

μ = Reibungskoeffizient

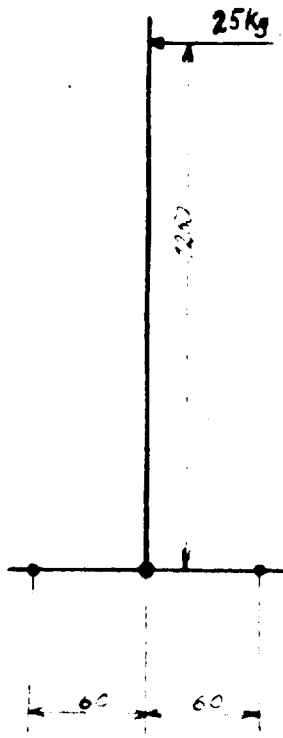
$\mu = 0,08$

$$S_D = 2,5 \cdot 1,2 \cdot 100 \cdot 0,08 = 75 \text{ kg}$$

$$S_S = 2,5 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 0,08 = 1,5 \text{ kg}$$

Kolbensog $K = F \cdot p_s$

$$p_s = \text{Ansaugdruck } 0,6 \text{ kg/cm}^2 \text{ bei } 6 \text{ m Saughöhe; } K = 4,91 \cdot 0,6 = 2,9 \text{ kg}$$



SECRET

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6
 Insgesamt aufzubringende Druckkraft

$$P_D = F.p + S_D = 491 + 75 = 566 \text{ kg}$$

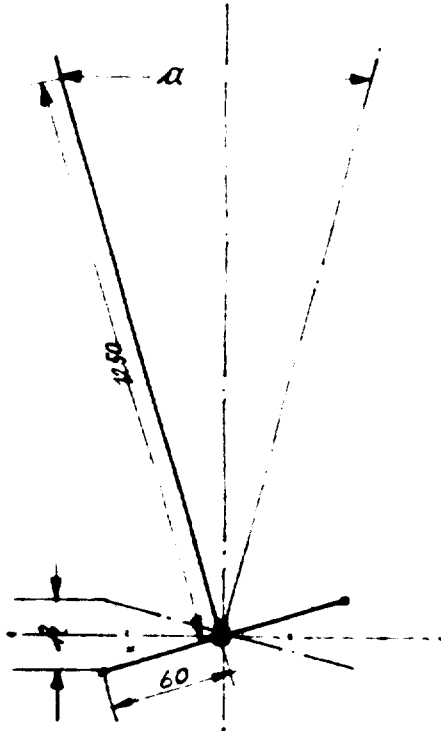
Insgesamt aufzuwendende Saugkraft

$$P_S = K + S_S = 1,5 + 2,9 = 4,4 \text{ kg}$$

aufzubringende Handkraft somit

$$H = \frac{P_D \cdot 60 + P_S \cdot 60}{1250} = \frac{60(566 + 4,4)}{1250} = 27,4 \text{ kg}$$

$$H = 28 \text{ kg}$$



Diese Handkraft kann von einem Mann aufgebracht werden. Um ein bequemes Arbeiten zu ermöglichen, soll der Handgriff einen Weg von 800 mm nicht wesentlich überschreiten.

Damit wird dann der Hub

$$h = a \cdot \frac{60}{1250} = \frac{800 \cdot 60}{1250} = 38,6$$

Hub begrenzt zu

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$a = 833 \text{ mm}$$

Damit wird das Hubvolumen

$$V_H = h \cdot F = 4 \cdot 4,91 = 19,6 \text{ cm}^3$$

Zu leistende Handarbeit pro Hub

$$A = H \cdot a = 28 \cdot 0,833 = 23,3 \text{ mkg}$$

Die Leistung der Pumpe hängt von der Leistungsfähigkeit des Mannes ab. Nimmt man an, dass ein Hin- und Hergang 3 sec beansprucht, so ergibt das eine Leistung von:

$$N = \frac{2 \cdot 23,3}{3 \cdot 75} = 0,206 \text{ PS}$$

bei einer theoretischen Fördermenge von

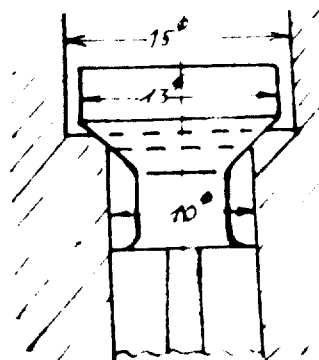
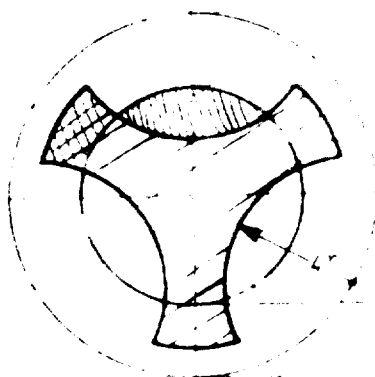
$$\frac{2 \cdot 19,6}{3} = 13,1 \text{ cm}^3/\text{sec} \hat{=} 47 \text{ l/std}$$

Die Fördermenge ist aufgrund der hohen Pressung nur gering.

Um die hydraulischen Verluste klein zu halten, soll die Oel-

geschwindigkeit in der Saugleitung 0,3 bis 0,5 m/sec betragen.

bei einer Sauggeschwindigkeit von 40 cm/sec ergibt sich der Saugquerschnitt zu $\frac{13,1}{40} = 0,33 \text{ cm}^2$



Das Saugventil wird im Saugraum durch einen mit Ausfräsungen für den Oeldurchtritt versehenen Stoßel geführt. Aus der nebenstehenden Skizze sind die Abmaße zu ersehen. Der Oeldurchtrittsquerschnitt ist dann etwa

$$\frac{\pi}{4} (10^2 - 7^2) = 40 \text{ mm}^2$$

Oelquerschnitt längs des Ventiltellers:

$$\frac{\pi 15^2}{4} - \frac{\pi 13^2}{4} = 177 - 133 = 44 \text{ mm}^2$$

Ventilsitz: Sitzbreite 1 mm

$$\text{Sitzfläche } \frac{\pi 12^2}{4} - \frac{\pi 10^2}{4} = 113 - 79 = 34 \text{ mm}^2$$

Auf dem Sitz lastender Oeldruck $\frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} \cdot 100 = 113 \text{ kg}$

$$\text{Sitzpressung} = \frac{113}{0,34} = 332 \text{ kg/cm}^2$$

Das Saugventil ist auf der Druckseite im Druckventil geführt. Sein Hub ist dabei durch Anschlag an das Druckventil begrenzt. Die Durchtrittsquerschnitte der Druckleitung sind in derselben Weise zu berechnen. Da das Druckventil grösser als das Saugventil ist, und das Saugventil durch den Druckventilraum ausbauen zu können, da ferner die Oelgeschwindigkeit auf der Druckseite höher liegen kann (~ 3 bis 5 m/sec), sind die Querschnitte nicht im einzelnen in dieser Berechnung aufgeführt.

Es werden nun die wichtigsten Querschnitte auf Festigkeit berechnet.

$$d_a = d_i \sqrt{\frac{\sigma_{zul} + 0,4p}{\sigma_{zul} - 1,3p}}$$

$$\sigma_{zul} = 500 \text{ kg/cm}^2$$

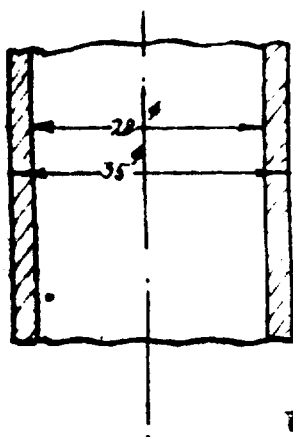
$$d_a = 25 \cdot \sqrt{\frac{500 + 40}{500 - 130}} = 30$$

aus gusstechnischen Gründen darf die Wandstärke des Gussgehäuses 8 mm nicht unterschreiten.

Werkstoff Pumpenblock Stg 38,81

b) Handhebel

Werkstoff St 35,29



Die Abmessungen sind aus der nebenstehenden Skizze zu ersehen. Bei der aufzuwendenden Handkraft von 28 kg wird die Biegebeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{28 \cdot 125}{2,49} = 1410 \text{ kg/cm}^2$$

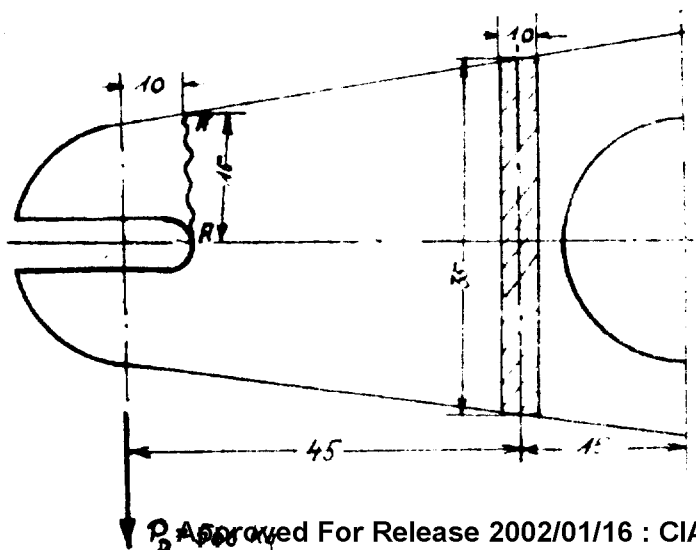
Dabei ist das Widerstandsmoment

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{3,5^4 - 2,8^4}{3,5}; \quad W = 2,49 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{b_{zul}} = 1700 \text{ kg/cm}^2$$

c) Querhaupt Werkstoff

Stg 45,81



Widerstandsmoment des gezeichneten Querschnitts

$$W = \frac{1 \cdot 3,5^2}{6} = 2,06 \text{ cm}^3$$

$$M = 566 \cdot 4,5 = 2550 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{2550}{2,04} = 1250 \text{ kg/cm}^2$$

Widerstandsmoment des Querschnitts A + A

$$W = \frac{1,5^3}{6} = 0,56 \text{ cm}^3$$

$$M = 566.1 = 566 \text{ omkg}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{566}{0,56} = 1010 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{b_{zul}} = 1500 \text{ kg/cm}^2$$

C. Angaben über die Ausführung der Drucköl - Anlage

1) Druckölbehälter (Flaschen)

Über die Druckölflaschen wird im folgenden ein Auszug aus den Werkstoffvorschriften, wie sie im deutschen U-Bootsbau zugrunde lagen, gegeben.

Allgemeines

Herstellung:

Die Teile können geschmiedet, gewalzt oder warm gezogen werden. Sie werden entweder ausgebohrt und abgedreht geliefert, oder bleiben nach aussen und innen unbearbeitet.

Ausbesserungen:

Risse, Schlackeneinschlüsse u.dgl. sind durch Bearbeitung (Auskreuzen, Schleifen) zu untersuchen und dürfen nur mit Genehmigung des Abnahmebeamten ausgebessert werden. In wichtigen Fällen setzt sich der Prüfer vorher mit dem Besteller und der Marine-Bauaufsicht ins Benehmen. Uertliche Wänddickenschwächungen bis 95% der Mindestwanddicke sind zulässig.

Bei zweifelhaften Stellen muss der Hersteller durch eine magnetische oder Röntgenprüfung den Nachweis erbringen, dass die Stellen einwandfrei sind.

Technische Forderungen

Werkstoff:

Über den zur Verwendung kommenden Werkstoff, die zu gewährleisten den

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6
den Festigkeitswerte und, soweit erforderlich, über chemische Zusammensetzung, Herstellung, Wärmebehandlung und Prüfung müssen Vereinbarungen bei der Bestellung getroffen werden.

Vorzusehendes
Probematerial
dessen Behandlung und Zahl
der Proben:

Für die Werkstoffprüfung ist bei nahtlosen Behältern bis etwa 2 m Länge an einem Ende, bei längeren Behältern, oder wenn mehrere Behälter aus einem Schuß hergestellt werden, an beiden Enden des zylindrischen Körpers je ein etwa 50 mm breiter Probering zur Entnahme der Proben vorzusehen.

Die vorgesehenen Proberinge dürfen erst nach einem marinsseitigen Anstempeln (an metallisch blanken Stellen) von dem Werkstück abgetrennt werden. Müssen die Proberinge vor dem Kumpeln abgetrennt werden, so sind sie als ganze Stücke, zusammen mit dem zugekumpelten Werkstücken und in gleicher Weise wie diese der Wärmebehandlung zu unterziehen.

Aus jedem Probering sind folgende Proben zu entnehmen:

Eine Tangential-Zugprobe
" " -Kaltbiegeprobe
drei " -Kerbschlagproben.

Bei Aufträgen auf größere Stückzahlen kann von dem Lieferer bei dem zuständigen Marine-Abnahmeamt beantragt werden, die Werkstoffprüfung nicht bei allen Stücken vorzunehmen. Beispielsweise wird nur an jedem 5. oder 10. Stück Probematerial vorgesehen, oder es können überzählige Behälter zerschnitten und geprüft werden.

Wärmebehandlung:

Nahtlose Behälter müssen in geeigneten Öfen normalisiert bzw. vergütet

gütet werden. Die Art und Weise bestimmt der Hersteller. Wenn nach der Wärmebehandlung Schweißungen vorgenommen werden (konstruktive Schweißungen), so muß von Fall zu Fall vom Abnahmebeamten im Einvernehmen mit dem Lieferwerk entschieden werden, ob noch eine Wärmebehandlung stattfinden soll.

Schutzanstrich:

Die Flaschen sind einmal mit Aluminium-Bronze und Raufarbe zu streichen.

Prüfung

Werksbescheinigung:

Vor Beginn der Prüfung ist vom Hersteller eine Werksbescheinigung in 2-facher Ausfertigung vorzulegen, die folgendes enthalten muß:

- a) Art der Herstellung (ob geschmiedet, gewalzt usw.) und Angabe, ob der Guss im basischen oder sauren, S.M.-Ofen oder Elektro-Ofen erschmolzen ist.
- b) Markenbezeichnung des verwendeten Werkstoffes (Werkstoff-Kurzzeichen der KM-Normen).
- c) Art der Wärmebehandlung (normal gegläht, Ölvergütet, luftvergütet usw.)
- d) Die Versicherung, dass die abgeschnittenen Proberinge mit dem Werkstück zusammen die gleiche Wärmebehandlung erfahren haben
- e) Die Versicherung, dass ohne Einverständnis des Abnahmebeamten keine Ausbesserungen vorgenommen wurden.
- f) Angabe des gemessenen Inhaltes jeder Flasche in Liter (durch Einfüllen von Wasser).

Entnahme und Stempelung des Probenmaterial:

Alle Stempel müssen, vom Fußende des Werkstückes gesehen, aufrecht stehen. Die vom Kopf entnommenen Proberinge und Proben sind mit "K" zu stempeln, und die vom Fuß entnommenen mit "F". Die Stempel müssen auf metallisch glatte Stellen aufgeschlagen werden.

Festigkeitsprüfung:

a) Allgemeines

Die Festigkeitsprüfung erfolgt auf dem Lieferwerk nach der letzten Wärmebehandlung mit dem Werkstoff, wie er im fertigen Stück vorliegt.

Entspricht das Prüfergebnis einer Probe (einer Probenart) nicht den Bedingungen, so sind, wenn nicht örtliche Fehler oder Fehlstellen an den Proben selbst die Ursache sind, zwei Ersatzproben zu prüfen, die beide genügen müssen. (Proben mit solchen Fehlern zählen nicht) Ersatzproben sind nicht zulässig, wenn zwei Proben (zwei Probenarten) oder mehr nicht genügen.

Nach ungenügendem Ausgang dieser Prüfung ist eine erneute Wärmebehandlung zulässig, über welche eine Werksbescheinigung auszustellen ist, die zu den Akten genommen wird.

Die nach erfolgter Wärmebehandlung folgende Materialprüfung wird in der gleichen Weise in gleichem Umfange durchgeführt wie die erste.

Wenn die verlangten Festigkeitswerte nicht erreicht werden, und in besonders gelagerten Fällen trotzdem Bedenken für die Betriebssicherheit nicht bestehen, so kann durch die Marinesabnahme über die Bauaufsicht des O.K.M. der in Frage kommenden Bauwerft beim O.K.M. der Antrag gestellt werden, das Stück trotzdem zu verwenden.

b) Zugversuch

Probestabform: Kurzer Proportionalstab, welcher herausgearbeitet wird ohne vorher das Probematerial warm gerade zu richten.

Wenn sich ein Probestab mit kreisrundem Querschnitt nicht herausarbeiten lässt, so kann ein rechteckiger Querschnitt gewählt werden.

(Verhältnis von Breite: Dicke kleiner als 4 : 1).

Die Einschnürung ist in Abnahmebericht anzugeben.

Die

a) Biegeversuch

Die Probestücke sollen nach Möglichkeit herausgearbeitet werden. Lässt sich ein Stab nicht herausarbeiten, so ist ein unbearbeitetes Ringstück (Rundstreifen) auszuschneiden und als Probestab zu verwenden. Diese Stäbe sind in Richtung der Rundung zu biegen. Wenn die verlangte Biegegrösse ohne Anrisse erreicht ist, wird bis zum Bruch weitergebogen. Die erreichte Biegegrösse ist im Prüfbericht anzugeben.

d) Kerbschlagversuch

Die 3 Kerbschlagproben werden entnommen aus der inneren, mittleren und äusseren Querschnittszone. Bohrung des Kerbes senkrecht zur Oberflache.

e) Härteprüfung

Die Art der Härtebestimmung (Brinell oder Schlaghärteprüfung) bleibt dem Lieferwerk überlassen. Die Härteprüfung ist vorzunehmen an den Enden des Zerreisstabes und an geeigneten Stellen des Behälters (Enden und Mitte). Die Ergebnisse sind im Prüfbericht anzugeben.

Besichtigung

Die Besichtigung wird bei allen Behältern vorgenommen. Sie sind sorgfältig innen und aussen auf Vorhandensein von Fehlstellen zu prüfen. Besichtigungen des Innern, die nach dem Zukümpeln wegen nicht genügender Öffnungen nicht durchgeführt werden können, müssen vor dem Zukümpeln vorgenommen werden. Falls keine genügenden Öffnungen vorhanden sind, kann eine Röntgenprüfung der zugeküpelten Böden verlangt werden.

Im Abnahmebericht ist ein Vermerk über die erfolgte Röntgenprüfung aufzunehmen.

Die Prüfung

Die Prüfung der Abmessungen und des Gewichtes sind an jedem Behälter vorzunehmen. Die Werkstücke sind im zylindrischen Teil in Abständen von etwa 1 m nachzumessen. Die Prüfungen, die nach dem Zukümpeln wegen nicht genügender Öffnungen nicht durchgeführt werden können, müssen vor dem Zukümpeln gemacht werden.

b) Wanddicke und Gewicht

Bei allseitig bearbeiteten Behältern sind die Toleranzen bei der Bestellung zu vereinbaren. Bei Behältern, die innen und außen nicht bearbeitet werden, beträgt die Wanddicken-Toleranz bei einem Verhältnis

$$\frac{s}{D_a} = \frac{1}{\geq 40} \quad \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \quad \begin{matrix} 10\% \end{matrix}$$

$$\frac{s}{D_a} = \frac{1}{< 40} \quad \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \quad \begin{matrix} 15\% \end{matrix}$$

wobei "s" die Sollwanddicke und "D_a" der Außendurchmesser ist.

Gewichtstoleranzen müssen bei der Bestellung vereinbart werden.

Das wirkliche Gewicht, sowie die Gewichtstoleranz sind im Abnahmebericht anzugeben.

c) Innendurchmesser

Die Toleranzen des Innendurchmessers (rechnerisch zu ermitteln aus dem gemessenen Außenumfang und der gemessenen mittleren Wanddicke) sind zu vereinbaren.

d) Länge

Die Längentoleranzen sind ebenfalls bei Bestellung zu vereinbaren.

e) Unrundheit

Der grösste und kleinste Aussendurchmesser darf vom festgestellten mittleren Aussendurchmesser um 1,5% nach oben und nach unten abweichen.

Die Abweichung

f) Abweichung von der Geraden

Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6

Die Abweichung von der Geraden, festgestellt durch Anlegen einer Schnur an den Längsseiten, soll nicht mehr als 0,3% von der Länge betragen.

Prüfung des Inhalts:

Der Inhalt der Flaschen ist stichprobenweise vom Abnahmebeamten nachzuprüfen.

Wasserdruckprüfung:

Die Behälter sind von Zunder, Fett und sonstigen Verunreinigungen (ggfs. durch Anskochen mit Sodälösung) zu reinigen, mit Wasser gut auszuspülen.

Danach erfolgt die Wasserdruckprobe an dem nackten Behälter (ohne Verschluss). Dauer der Prüfung: 2 Stunden. Der Probedruck soll betragen:

Bei Behältern unter 10 atü Betriebsdruck = Betriebsdruck + 5 atü.

Bei Behältern von 10 bis 100 atü gleich dem 1,5fachen des Betriebsdruckes.

Bei Behältern über 100 atü gleich dem Betriebsdruck + 50 atü.

Der Umfang des Behälters ist vor und nach der Wasserdruckprobe zu messen. Eine Verlängerung des Umfanges um mehr als 0,2% ist unzulässig.

Chemische Zusammensetzung:

Der Abnahmebeamte kann die chemische Zusammensetzung des Behälterwerkstoffes durch die Kriegsmarinewerft oder ein neutrales Laboratorium nachprüfen lassen. Die Kosten hierfür trägt die Kriegsmarine.

Die Rohrleitungen sind ohne starke Krümmungen und Einbiege zu verlegen. Auf strömungsgerechte Anschlüsse aller Abzweigungen, Ventile usw. ist zu achten. Insbesondere ist dies bei denjenigen Drucköl-Zu- und Ableitungen zu beachten, die zu den ~~Rudern~~ Schrohrantrieben führen, da hier die Druckölgeschwindigkeiten übernormal hoch werden können. Siehe hierzu auch Seite 92 und 102 der ~~Druckölbearbeitung~~. Hier müssen z.B. bei den Rohrverschraubungen plötzliche Erweiterungen vermieden werden, damit keine Zischgeräusche entstehen. In der Zeichnung Blatt 6 ist dies z.B. bei der Rohranschlussverschraubung am Druckölventil des Schrohrs zu erkennen.

Beim Verlegen der Rohrleitungen ist auch darauf zu achten, dass keine Luftsecke vorhanden sind. Auf gute Entleerungsmöglichkeit der Anlage, z.B. durch entsprechende Neigung der Rohrleitungen und Anbringung der erforderlichen Entleerungsventile an den tiefsten Stellen ist zu achten.

Sämtliche Druckölleitungen und Armaturen sind mit dem 1,5fachen Betriebsdruck, hier also mit $60 \times 1,5 = 90$ atü, auf Dichtigkeit und Festigkeit mit Öl oder Wasser, der Druckölsammelbehälter mit Öl bei 0,6 atü auf Dichtigkeit und Festigkeit zu prüfen. Die Druckölpumpen und Druckölkolben sind ebenfalls mit 90 atü auf Dichtigkeit und Festigkeit mit Öl oder Wasser zu prüfen.

Die fertig verlegte gesamte Anlage ist ohne den Druckölsammelbehälter mit Betriebsdruck + 5 = 65 atü mit Öl auf Dichtigkeit zu prüfen.

- 158 - ~~SECRET~~

Die Armaturen und Rohre werden aus Stahl bzw. Stahlguss gefertigt und aussen 2mal mit Mennige und 2mal mit Raumanfarbe gestrichen.

3) abdichtungen

Als Abdichtungen der Kolben, Kolbenstangen und Schrohre werden Gummimanschetten verwendet. Diese haben sich sehr gut für all vorkommenden Drücke bewährt.

Die manschetten der Kolben sind nicht selbstdichtend, sonder mittels der Scheiben des Kolbens an die Zylinderwandung gepresst.

Die Manschetten in den Abdichtungen der Kolbenstangen und Schrohre sind U-förmig und infolgedessen selbstdichtend. Wichtig ist dabei, dass bei der Montage die Spitzen der selbstdichtenden schenkel (d.h. am inneren Durchmesser) nicht verletzt werden. Bei den Schrohren (Stopfbuchse siehe Skizze Seite 75) werden zweckmäßig Füllstücke verwendet, die alle scharfen Kanten der Schrohrköpfe ausfüllen, so dass die Manschetten reibungslos übergeschoben werden können.

wichtig für alle selbstdichtenden Manschetten ist ferner, dass die äußeren Schenkel mittels der Stopfbuchsenbrille fest im Stopfbuchsenraum zusammengepresst werden, so dass auch an der äusseren Dichtfläche Dichtigkeit besteht.

Als bester Werkstoff für die Manschetten hat sich bewährt:
für die Kolbenmanschetten (nicht selbstdichtend): Perbunan, ölfest,
für die U-förmigen Manschetten (selbstdichtend): Perbunan mittlere Weichheit mit Gewebeeinlage, und zwar derart, dass die Gewebeeinlage im äusseren, dickeren Schenkel und in der stärksten Krümmung zur Verstärkung dient, während der innere Schenkel ohne Gewebeeinlage sein muss, damit er unbedingt sicher dichtet.

~~SECRET~~

D. Beschreibung der Einzelanlagen

1) Schema der Druckölanlage

es wird auf Teil I, Seite 29, verwiesen. Der dort erwähnte vom Flaschendruck gesteuerte Ueberströmschieber ist in Zeichnung Blatt 5 entworfen. Hierbei wirkt der Flasch endruck auf den Druckbolzen 3 und damit auf den Schieber 2 gegen den Druck der Feder 5. Der Schieber gibt dann den von unten führenden Kanal mit seiner linken Steuerkante frei und das Öl kann durchtreten, d.h. es strömt wieder zum Sammelbehälter zurück. siehe auch Schema S.30 und Zeichnung Blatt 4. Die Federkraft kann durch Verstellung der Mutter 8 variiert werden und so der Öffnungsdruck des Schiebers genau eingestellt werden,

2) Moderantriebe

es wird auf Teil I, Seite 34 verwiesen. Beschreibung der Regelung siehe Seite 39 und folgende Seiten.

3) Sehrohre

Gegenüber der im Teil I, Seite 38, beschriebenen Anlage ist in der endgültigen Ausführung (siehe Zeichng. Blatt 6) eine 4fache Uebersetzung des Flaschenszuges vorgesehen, da der Hub des Sehrohres nur 4,5 m beträgt. Das Aufholseil läuft vom Punkt Q₁ am Sehrohr (Augspleiß) nach oben über eine Umlenkrolle U 1, dann über die erste feste Rolle F₁, dann nach unten zur ersten losen Rolle L₁ usw. über F₂, L₂ zum festen Punkt P₁. Das Niederholseil läuft vom Sehrohr Punkt Q₂ aus über U 3, U 2, F₃, Approved For Release 2002/01/16 : CIA-RDP83-00415R003900090003-6 zum festen Punkt P₂. Im ganzen besteht ein

Flaschenzug aus 4 Rollen, entsprechend ist die Übersetzung 4fach.

Die Endlagenabschaltung wurde in der ersten Ausführung (Zeichnung Blatt 3) mit nur einem Endlagenabschalter (Teile 10, 11, 21 - 24 vorgenommen. Dabei musste, wenn aus einer Endlage wieder in der entgegengesetzten Richtung gefahren werden sollte, der Hebel 2 gleichzeitig mit dem Betätigen des Steuerschiebers 9 herangedrückt werden. Zur Vermeidung dieser Unbequemlichkeit sind bei der endgültigen Ausführung 2 Endlagenabschalter vorgesehen, wie aus Zeichng. Blatt 6, links oben, zu erkennen ist.

4) Entlüftungsventile

Auf Zeichnung Blatt 8 ist der Entwurf ausgeführt. Der Druck des Kolbens wird über die Schubstange 12 und die Druckstange 10 auf die verschiebbare Kupplung 8 übertragen. Die Druckstange 11 ist drehbar an der Durchführung 7 angebracht. Wird der Kolben nach links (in der Zeichnung) gedrückt, dann läuft die Kupplung 8, und damit die Zugstange 6 nach unten und die Ventile schließen. Die Druckstangen 10 und 11 werden dabei infolge des Zusammendrückens der Gummidichtungsringe 3 in den Ventiltellern über den Totpunkt hinaus gedrückt und erwirken dadurch ein sicheres Schließen der Ventile.

5) Radargerät

Der Antrieb ist der gleiche wie bei den Schrohren.

6) Stabantenne

Es wird auf Teil I, Seite 43 verwiesen.

7) Kippschnorchel

Es wird auf Teil I, Seite 43, verwiesen.

8) Torpedorohre

Es wird auf Teil I, Seite 43, verwiesen.

9) Beschreibung der Handpumpe (Zeichnung Blatt 7)

Um bei der verlangten grossen Förderhöhe noch eine möglichst grosse Fördermenge zu erzielen, ist die Pumpe doppelwirkend ausgeführt. Konstruktiv sind dabei zwei getrennte einfachwirkende Kolbenpumpen einander spiegelbildlich gegenübergestellt. Sie sind beide in einem Gehäuse untergebracht und werden von einem Handhebel über ein Querhaupt angetrieben. Das Anheben des Kolbens bewirkt einen Unterdruck im Zylinder. Der auf dem Oel des Sammel-tanks lastende atmosphärische Druck drückt das Oel gegen das Saugventil, das dieses öffnet und sodann solange in den Zylinder einströmt, bis Druckausgleich eingetreten ist. Dann sinkt das Saugventil infolge seines Eigengewichtes auf seinen Sitz herab. Das Saugventil ist nun geschlossen. Wird der Kolben jetzt nach unten bewegt, so steigt der Oeldruck im Zylinder an und pflanzt sich in den Ventilraum fort. Dabei presst er das Saugventil fester gegen seinen Sitz und drückt auf die Unterseite des Druck-ventils, das sich dann öffnet, wenn der Oeldruck im Zylinder grösser als in der Druckleitung ist. Es fliesst nun solange Oel in diese, bis der Druck beidseitig des Druckventils ausgeglichen ist. Dann schliesst sich das Druckventil durch sein Eigengewicht.

Die eben gegebene Darstellung, die den höchst erreichbaren Wirkungsgrad ergibt, vollzieht sich nur bei ganz langsamem Arbeiten der Handpumpe. Im Betrieb wird das Saugventil bei Beginn

des Druckhubes noch geöffnet sein, so dass erst der Ueberdruck beim Druckhub das Saugventil schliesst. Dadurch wird eine geringe Menge des angesaugten Oeles wieder in die Saugleitung zurückgedrückt. Ebenso schliesst das Druckventil erst bei Beginn des Saughubes, so dass ein Teil des in die Druckleitung geförderten Oeles wieder in den Zylinder zurückfließt. Man erkennt aus dieser Darstellung, dass der Oelrückfluss umso grösser wird, je schneller die Umkehrung der Kolbenbewegung erfolgt, d.h. je schneller die Pumpe angetrieben wird. Dieser Verlust wird ausgedrückt durch den sogenannten volumetrischen Wirkungsgrad η_v . In diesen sind noch ausserdem eben dargestellter Verlust durch verspäteten Schluss der Ventile die Verluste enthalten, die infolge mangelhafter Dichtung von Kolben, Stopfbuchsen und Ventilen entstehen. Es ist der

$$\text{volumetrische Wirkungsgrad} = \frac{\text{Tatsächlich gelieferte Oelmenge}}{\text{Vom Kolben verdrängtes Volumen}}$$

Um die volumetrischen Verluste klein zu halten, sind die Stopfbuchsen mit den gut dichtenden Perbunanmanschetten versehen, deren oberer Teil den Lufteintritt in den Zylinder beim Saughub und deren unterer Teil den Oelaustritt durch die Stopfbuchse beim Druckhub verhindern soll. Diese Dichtungen haben sich bei der deutschen Marine gut bewährt und haben den Vorzug, dass sie durch ihre Formgebung den Dichtvorgang unterstützen (siehe auch Seite 138). Das Öl drückt die Lippen der Manschette gegen den Kolben und macht damit die Dichtung noch wirksamer.

Die Ventile sind beidseitig des Sitzes durch Rippen bzw. Stift geführt, um einen guten Schluss zu gewährleisten. Sie sind sorgfältig eingeschliffen. Die Masse der Ventile ist klein ge-

- 145 -

halten, um die Verzögerung beim Öffnen und Schliessen zu vermindern.

Eine weitere Verlustquelle sind die hydraulischen Widerstände, die beim Durchgang des Oeles durch die Leitungen und Ventile der Pumpe entstehen. Der Verlust wird ausgedrückt durch den hydraulischen Wirkungsgrad η_h . Es ist

wirkliche Förderhöhe

$$\eta_h = \frac{\text{wirkliche Förderhöhe}}{\text{wirkliche Förderhöhe} + \text{Summe der hydraulischen Widerstände}}$$

Da die hydraulischen Widerstände mit dem Quadrat der Durchflussgeschwindigkeiten wachsen, sind die Querschnitte möglichst groß gehalten, da sich dann kleine Geschwindigkeiten einstellen. Die Ventile sind als Kegelventile ausgebildet, um eine scharfe Umlenkung des Oelflusses, verbunden mit einer entsprechenden Vergrößerung des Durchgangswiderstandes zu verhindern. Die Achse vom Druck- und Saugventil ist identisch. Dadurch wird eine weitere unnötige Umlenkung vermieden. Die Ventile sind zugänglich angeordnet, um sie leicht bei etwaigen Störungen ausbauen zu können.

Als letzte Verlustgruppe sind die mechanischen Verluste zu nennen. Diese umfassen die Reibung in den Lagern sowie von Kolben und Stopfbuchse. Während Lager- und Kolbenreibung nahezu unabhängig von der Förderhöhe und der Antriebsgeschwindigkeit der Pumpe sind, wächst die Stopfbuchsenreibung linear mit dem Gegen-
druck. Diese Verluste werden ausgedrückt im mechanischen Wirkungsgrad η_m . Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe η ergibt sich als das Produkt der drei genannten Teilwirkungsgrade,

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Dieser wird bei der vorliegenden Pumpe zwischen 80 und 85% liegen. Eine genaue theoretische Erfassung ist nicht möglich. Er ist nur durch praktische Messungen genau zu bestimmen.

Die theoretischen Ursachen der Verluste sind im Vorhergehenden beschrieben und die sich daraus ergebenden praktischen Anwendungen zur Geringhaltung der Verluste in der Konstruktion weitgehend berücksichtigt. Ferner ist bei der Konstruktion Wert gelegt worden auf einfachen Aufbau und leichtmöglichen Ausbau der Einzelteile. Durch wenige Handgriffe -Herausschlagen der zylindrischen Haltestifte und Lösen der Druckölverschraubung- ist die Pumpe auseinanderzubauen und eben so leicht wieder zusammenzusetzen. Geringe Lagerspiele garantieren für geräuscharmen Betrieb. Sparsame Materialstärken bieten Gewähr für geringes Gewicht.

Gruppenleiter:

Feister

Bearbeiter:

Feister
Minimiert
E. Rieder

Gesehen: F - Abteilung

i. V. Feister